



МОНТАЖ ГИДРОАГРЕГАТОВ
INSTALLATION OF HYDROPOWER UNITS



ENERGOMACHEXPORT

МОНТАЖ ГИДРОАГРЕГАТОВ
INSTALLATION OF HYDROPOWER UNITS

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
АННОТАЦИЯ	6
ВВЕДЕНИЕ	7
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ	
1-1. Основные понятия о гидроэлектростанциях	10
1-2. Классификация гидроэлектростанций	10
1-3. Некоторые специальные типы гидроэлектростанций	17
2. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОАГРЕГАТАХ И ИХ КОМПОНОВКАХ	
2-1. Основные понятия о гидроагрегатах	20
2-2. Основные параметры, определяющие работу гидроагрегатов	21
2-3. Компоновка гидроагрегатов	26
3. ОРГАНИЗАЦИЯ МОНТАЖА ГИДРОАГРЕГАТОВ	
3-1. Организационно-техническая подготовка к монтажным работам	43
3-2. Проекты организации и производства монтажа гидроагрегатов	46
3-3. Выбор технологических схем монтажа	50
3-4. Графики монтажа гидроагрегатов	53
4. МОНТАЖ ГИДРОТУРБИН	
4-1. Подготовительные работы	57
4-2. Требования к монтажу закладных частей гидротурбины	59
4-3. Требования к бетону, сопрягаемому с закладными частями гидротурбины	61
4-4. Облицовки отсасывающих труб	63
4-5. Статоры и статорные колонны гидротурбин	72
4-6. Камеры рабочих колес и нижние кольца направляющих аппаратов повотно-лопастных гидротурбин	87
4-7. Напорные гидротурбинные камеры	95
4-8. Облицовки шахт гидротурбин и сервомоторов	118
4-9. Направляющий аппарат	121
4-10. Роторы гидротурбин	132
4-11. Крышки гидротурбин	173
4-12. Центрирование валов гидротурбин	175
4-13. Направляющие подшипники гидротурбин	179
5. МОНТАЖ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ	
5-1. Подготовительные работы	188
5-2. Закладные части гидрогенераторов	189
5-3. Механическая часть статоров гидрогенераторов	194
5-4. Обмотки статоров гидрогенераторов	208
5-5. Сушка изоляции обмоток статора	226
5-6. Особенности монтажа статоров с непосредственным водяным охлаждением обмотки	235
5-7. Роторы гидрогенераторов	243
5-8. Подпятники	271
5-9. Выверка перпендикулярности оси вала к плоскости трения подпятника	302
5-10. Спаривание вала гидрогенератора с валом гидротурбины	308
5-11. Центрирование ротора гидроагрегата	310
5-12. Направляющие подшипники гидрогенераторов	317
5-13. Крестовины гидрогенераторов	320
6. МОНТАЖ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ	
6-1. Общие замечания о монтаже горизонтальных гидроагрегатов	324
6-2. Монтаж опорных частей	325
6-3. Шабрение вкладышей подшипников	326
6-4. Технологические приемы монтажа роторов горизонтальных гидроагрегатов	328
6-5. Выверка линий валов горизонтальных гидроагрегатов	332

6-6. Особенности монтажа горизонтальных капсульных гидроагрегатов	Стр. 338
7. МОНТАЖ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ	
7-1. Назначение регуляторов скорости вращения гидротурбин и их классификация	351
7-2. Принципиальные схемы регулирования	354
7-3. Маслонапорные установки	368
7-4. Колонки управления	375
7-5. Маслоприемники	376
7-6. Заполнение системы регулирования маслом	379
8. ПУСКОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ	
8-1. Общие замечания о пусковых испытаниях	380
8-2. Осмотр и проверка действия отдельных узлов и механизмов гидроагрегата до заполнения водой водоподводящего и водоотводящего трактов	382
8-3. Осмотр и проверка действия отдельных узлов и механизмов гидроагрегата при заполненных отсасывающей трубе и спиральной камере	390
8-4. Пробный пуск гидроагрегата	392
8-5. Испытание гидроагрегата на холостом ходу и в неподвижном состоянии	393
8-6. Комплексное опробование и сдача гидроагрегата в эксплуатацию	401
9. НЕПОЛАДКИ В РАБОТЕ ГИДРОАГРЕГАТОВ И СПОСОБЫ ИХ УСТРАНЕНИЯ	
9-1. Общие замечания	405
9-2. Вибрации гидроагрегатов	406
9-3. Вредные действия гидравлического удара на работу гидроагрегата	416
9-4. Кавитационная эрозия	418
9-5. Неполадки в системе регулирования	423
9-6. Неисправности в электрической части генераторов	426
9-7. Неполадки в работе подшипников	430

CONTENTS

SCOPE	Page 6
INTRODUCTION	7
I. GENERAL	
1-1. Main Concepts of Hydroelectric Power Plants	10
1-2. Classification of Hydroelectric Power Plants	10
1-3. Special Types of Hydroelectric Power Plants	17
2. BASIC INFORMATION ON HYDROPOWER UNITS AND THEIR LAYOUT	
2-1. Main Concepts of Hydropower Units	20
2-2. Basic Performance Characteristics of Hydropower Units	21
2-3. Unit Layout	26
3. ORGANIZATION OF HYDROPOWER UNIT INSTALLATION	
3-1. Pre-installation Procedures	43
3-2. Planning Hydropower Unit Installation	46
3-3. Selection of Installation procedures	50
3-4. Scheduling of Hydropower Unit Installation	53
4. INSTALLATION OF HYDRAULIC TURBINES	
4-1. Pre-installation Operations	57
4-2. Requirements to Installation of Turbine Embedded Parts	59
4-3. Requirements to Concrete Bonding with Turbine Embedded Parts	61
4-4. Draft Tube Liner	63
4-5. Stay Rings and Stay Vanes	72
4-6. Runner Cases and Wicket Gate Lower Rings of Adjustable-Blade Turbines	87
4-7. Pressure Hydraulic Turbine Cases	95
4-8. Turbine Pit and Servomotor Recess Liners	118
4-9. Wicket Gate	121
4-10. Hydraulic Turbine Rotors	132
4-11. Hydraulic Turbines Headcovers	173
4-12. Alignment of Turbine Shafts	175
4-13. Guide Bearings of Hydraulic Turbines	179

5. ERECTION OF HYDROGENERATORS	Page
5-1. Preparatory work	188
5-2. Embedded Parts of Hydrogenerators	189
5-3. Mechanical Part of the Hydrogenerator Stator	194
5-4. Stator Windings	208
5-5. Drying Out the Stator Winding Insulation	226
5-6. Installation of Stators with Water-Cooled Windings	235
5-7. Hydrogenerator Rotors	243
5-8. Thrust Bearings	271
5-9. Checking the Shaft Axis for Vertical Alignment with the Thrust Bearing Friction Surface	302
5-10. Coupling the Turbine and Generator Shafts	308
5-11. Centering the Hydropower Unit Rotor	310
5-12. Hydrogenerator Guide Bearings	317
5-13. Hydrogenerator Spider Brackets	320
6. INSTALLATION OF HORIZONTAL HYDROPOWER UNITS	
6-1. General Information on the Installation of Horizontal Hydropower Units	324
6-2. Installation of Supporting Parts	325
6-3. Scraping the Bearing Shells	326
6-4. Methods for Installation of Rotating Parts of Horizontal Hydropower Units	328
6-5. Checking the Shafts of Horizontal Hydropower Units for Alignment	332
6-6. Installation of Bulb Hydropower Units	338
7. INSTALLATION OF SPEED GOVERNING SYSTEM	
7-1. Hydraulic Turbine Speed Governors, Purpose and Classification	351
7-2. Speed Governing System Schematic Diagrams	354
7-3. Oil Pressure Plants	368
7-4. Control Posts	375
7-5. Oil Headers	376
7-6. Filling the Speed Governing System with Oil	379
8. PRE-OPERATIONAL TESTS OF HYDROPOWER UNITS	
8-1. General	380
8-2. Examination and Check-up of the Hydropower Sub-assemblies and Mechanisms of the Hydropower Unit prior to Filling Headwater and Tailwater Passages with Water	382
8-3. Examination and Check-up of Individual Assemblies and Mechanisms of Hydropower Unit with the Draft Tube and Scroll Case Filled with Water	390
8-4. Trial Start of the Hydropower Unit	392
8-5. No-load Test of Power Unit with Stalled Rotor	393
8-6. Complex Trials and Commissioning of the Hydropower Unit	401
9. TROUBLES IN OPERATION OF HYDROPOWER UNITS AND REMEDIAL ACTIONS	
9-1. General	405
9-2. Vibration of Hydropower Units	406
9-3. Adverse Effects of Hydraulic Hammer on Operation of Hydropower Unit	416
9-4. Cavitation Erosion	418
9-5. Troubles in Covering System	423
9-6. Troubles in Electrical Circuits of Generators	426
9-7. Bearing Troubles	430

АННОТАЦИЯ

В книге рассмотрена организация монтажных работ и описаны современные технологические приемы монтажа, регулировки и испытания узлов гидротурбин, гидрогенераторов, регуляторного оборудования и гидроагрегатов в целом. Приведены нормы на допустимые отклонения при монтаже и наладке, регламентированные техническими условиями на монтаж гидроагрегатов. Даны рекомендации по устранению недостатков в работе гидроагрегатов.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием производства монтажных работ, а также для монтажного и эксплуатационного персонала гидроэлектростанций. Она может представить интерес и для более широкого круга читателей, работающих в области гидроэнергетики.

SCOPE

This Publication is concerned with the problems of installation and gives a descriptive account of the present day installation techniques, adjustment and testing of elements of hydraulic turbines, hydrogenerators, control gear, and a unit as a whole. The Publication presents standards of permissible deviations in installation and adjustment in accordance with appropriate specifications for installation of hydropower units. Recommendations are given for elimination of troubles in operation of hydropower units.

The present Publication is intended for engineers and technicians engaged in designing of installation operations and also for installation and service personnel of hydroelectric power plants. The Publication is believed to be of interest for a broad section of readers concerned with water power.

ВВЕДЕНИЕ

По примерным подсчетам, мировой запас воды определен немногим более 1500 млн. км³. Из этого запаса около 1370 млн. км³ находится в морях и океанах, занимающих более 70% всей поверхности земного шара. Около 100 млн. км³ составляют подземные воды, примерно 30 млн. км³ падает на долю связанных высокогорных ледников и полярных льдов, 7—12 тыс. км³ находится в атмосфере в виде водяных паров и около 4 млн. км³ — в озерах и реках.

Под воздействием солнечной энергии в природе происходит непрерывный круговорот воды, восполняющий запасы гидравлической энергии.

Находящаяся на поверхности водоемов вода за счет солнечной радиации превращается в пар и поднимается в атмосферу, где пар конденсируется и вновь превращается в воду, которая под воздействием силы тяжести возвращается на поверхность земного шара. При этом примерно две трети этого объема выпадает в виде осадков в моря и океаны, а одна треть уносится воздушными потоками на материки. Таким образом происходит перемещение воды с более низких отметок уровня моря на более высокие отметки земной поверхности.

На суше в виде осадков ежегодно выпадает около 100 тыс. км³ воды, которая частично стекает в реки и озера и частично просачивается в землю, образуя подземные воды, откуда возвращается обратно в моря и океаны. Такой мировой круговорот воды обеспечивает на земном шаре ежегодный сток рек, равный примерно 37 тыс. км³.

На территории Советского Союза находится около 300 тыс. озер и свыше 150 тыс. рек, из которых более 50 рек весьма крупные, имеющие длины свыше 1000 км.

Среднегодовой сток всех рек страны равен 4340 км³, при этом более 80% приходится на реки Сибири и Севера, которые содержат в себе весьма большие энергоресурсы. Гидроэнергоресурсы 1477 наиболее энергонесущих рек определены в 340 млн. кВт среднегодовой мощности.

Более 40% потенциальных гидроэнергоресурсов сосредоточено в Восточной Сибири, около 15% — в Средней Азии, 14% — на Дальнем Востоке, 7% — в Западной Сибири, 5% — в Закавказье,

INTRODUCTION

The world water reserve is estimated approximately as just above 1500 mln km³. Out of this about 1370 mln km³ of water are in seas and oceans which occupy more than 70 per cent of the earth's surface. About 100 mln km³ are underground water, some 30 mln km³ fall to the share of alpine glaciers and polar ice, 7—12 thsnd km³ are in the atmosphere in the form of water vapour and about 4 mln km³ are in the lakes and rivers.

Under the effect of solar energy the continuous water circulation restoring the reserve of hydraulic energy takes place in nature.

Water on the surface of water bodies changes to vapour due to solar radiation and ascends to the atmosphere where vapour condenses and again converts to water which returns back to the earth surface by gravity. In the process, about two thirds of this volume precipitates on oceans and seas and one third is carried away by air streams to the mainland. Thus mixing of water from lower sea levels with that of higher ones takes place.

Every year about 100 thsnd km³ of water precipitates on land; a part of this water flows down to rivers and lakes and the other part percolates down the earth and forms underground water wherefrom it returns back to the oceans and seas. This world water circulation provides the annual river runoff of about 37 thsnd km³.

There are about 300 thsnd lakes and more than 150 thsnd rivers on the territory of the USSR of which 50 rivers are longer than 1000 km.

The average annual runoff of all rivers in the USSR equals 4340 km³ of which more than 80 per cent fall on the rivers of Siberia and the Northern part of the USSR which are noted for rather great power resources. Hydropower resources of 1477 most power potential rivers are estimated as 340 mln kW of annual capacity.

More than 40 per cent of hydroelectric potentials are concentrated in Eastern Siberia, about 15 per cent

4,5% — в Казахстане и 14,5% — в остальных районах страны.

Наличие таких огромных гидроэнергетических ресурсов при сравнительно малом их использовании ставит перед гидроэнергетиками страны задачу по сооружению в самые короткие сроки ряда наиболее экономичных гидроэлектростанций.

В мировой энергетике гидроэлектростанции занимают весьма значительный удельный вес в общем энергетическом балансе.

В некоторых странах степень использования гидроэнергетических ресурсов достигает 50—70%, а в такой стране, как Швеция, более 95%. Использование гидроэнергоресурсов придает большое значение не только страны, имеющие дефицит с топливом, но и страны, располагающие топливом в достаточном количестве.

Главным преимуществом гидроэлектростанций является то, что они работают на постоянно возобновляемом природой источнике энергии и вырабатывают электрическую энергию при более высокой производительности труда и при наименьших общественных издержках производства по сравнению с тепловыми и атомными электростанциями. Так, себестоимость электроэнергии, вырабатываемой гидроэлектростанциями, в 4—5 раз ниже себестоимости электроэнергии, получаемой от тепловых и атомных электростанций.

Кроме того, в связи с резким ростом мощности энергосистем гидроэлектростанциям принадлежит большая роль в покрытии переменных нагрузок как в часы максимальных нагрузок, так и в регламентировании режимов при сбросе нагрузок в ночные часы.

Однако, оценивая экономическую эффективность гидроэлектростанций, нельзя забывать того, что они требуют сравнительно больших единовременных затрат — один киловатт установленной мощности обходится на гидроэлектростанциях в среднем от 95 до 400 руб., а на тепловых и атомных 100—140 руб., к тому же при несколько меньших сроках строительства.

Вопрос о выборе типа электростанции, намечаемой к строительству, решается для каждого района особо с учетом экономической эффективности и особенностей этого района. Важную роль при этом играет и фактор времени, определяемый необходимостью ежегодно давать такой прирост энерго мощностей, который опережал бы рост других отраслей народного хозяйства.

Экономическая сторона дела имеет также большое значение и при монтаже гидроагрегатов, так как от длительности монтажа во многом зависит срок пуска электростанции, что определяет продолжительность омертвления миллиардных капиталовложений, произведенных в период строительства, предшествующий вводу гидроагрегатов в эксплуатацию. При этом следует иметь в виду то обстоя-

тельство, что подавляющее большинство сооружаемых сейчас в нашей стране и проектируемых на ближайшие годы гидроэлектростанций оборудуется большим количеством агрегатов, уникальных как по мощности, так и по другим параметрам. Вполне естественно, что в этих условиях задача сокращения сроков монтажа и удешевления монтажных работ приобретает особо важное значение.

В течение нескольких последних лет отработывались и непрерывно совершенствовались новые, наиболее прогрессивные методы монтажа, его организационные формы и технология. На крупных многоагрегатных гидроэлектростанциях широко применено совмещение монтажных работ со строительными, внедрен крупноблочный монтаж, что создало благоприятные предпосылки для производства монтажных работ одновременно по нескольким агрегатам.

Внедрение новых методов монтажа способствовало сокращению общей продолжительности сооружения некоторых крупнейших гидростанций, сданных в эксплуатацию в течение последних 15 лет.

Одновременно с этим достигнута небывало высокая интенсивность монтажных работ, при которых интервал между вводом в эксплуатацию уникальных гидроагрегатов практически снизился на многоагрегатных ГЭС до 30 дней в среднем по агрегатам, вводимым за один год. В отдельных случаях при большом заделе работ этот интервал достигал небывало малых величин.

Монтаж гидроагрегатов из кустарного производства превращен в крупное промышленное производство с современной технологией.

Немаловажное значение в экономике энергостроительства имеет рентабельность эксплуатации гидроэнергетического оборудования, во многом зависящая от качества поставляемого заводами оборудования и выполненных монтажных работ. Даже кратковременные остановки гидроагрегатов, вызванные их неисправностью, наносят весьма значительный ущерб энергостроительству.

Серьезный ущерб наносится подчас и неправильной наладкой оборудования, когда гидроагрегаты работают с недопустимо большими потерями.

Монтаж гидроагрегатов из кустарного производства превращен в крупное промышленное производство с современной технологией.

Немаловажное значение в экономике энергостроительства имеет рентабельность эксплуатации гидроэнергетического оборудования, во многом зависящая от качества поставляемого заводами оборудования и выполненных монтажных работ. Даже кратковременные остановки гидроагрегатов, вызванные их неисправностью, наносят весьма значительный ущерб энергостроительству.

Серьезный ущерб наносится подчас и неправильной наладкой оборудования, когда гидроагрегаты работают с недопустимо большими потерями.

Монтаж гидроагрегатов из кустарного производства превращен в крупное промышленное производство с современной технологией.

Немаловажное значение в экономике энергостроительства имеет рентабельность эксплуатации гидроэнергетического оборудования, во многом зависящая от качества поставляемого заводами оборудования и выполненных монтажных работ. Даже кратковременные остановки гидроагрегатов, вызванные их неисправностью, наносят весьма значительный ущерб энергостроительству.

Серьезный ущерб наносится подчас и неправильной наладкой оборудования, когда гидроагрегаты работают с недопустимо большими потерями.

Монтаж гидроагрегатов из кустарного производства превращен в крупное промышленное производство с современной технологией.

Немаловажное значение в экономике энергостроительства имеет рентабельность эксплуатации гидроэнергетического оборудования, во многом зависящая от качества поставляемого заводами оборудования и выполненных монтажных работ. Даже кратковременные остановки гидроагрегатов, вызванные их неисправностью, наносят весьма значительный ущерб энергостроительству.

Серьезный ущерб наносится подчас и неправильной наладкой оборудования, когда гидроагрегаты работают с недопустимо большими потерями.

Монтаж гидроагрегатов из кустарного производства превращен в крупное промышленное производство с современной технологией.

Немаловажное значение в экономике энергостроительства имеет рентабельность эксплуатации гидроэнергетического оборудования, во многом зависящая от качества поставляемого заводами оборудования и выполненных монтажных работ. Даже кратковременные остановки гидроагрегатов, вызванные их неисправностью, наносят весьма значительный ущерб энергостроительству.

Серьезный ущерб наносится подчас и неправильной наладкой оборудования, когда гидроагрегаты работают с недопустимо большими потерями.

Монтаж гидроагрегатов из кустарного производства превращен в крупное промышленное производство с современной технологией.

Немаловажное значение в экономике энергостроительства имеет рентабельность эксплуатации гидроэнергетического оборудования, во многом зависящая от качества поставляемого заводами оборудования и выполненных монтажных работ. Даже кратковременные остановки гидроагрегатов, вызванные их неисправностью, наносят весьма значительный ущерб энергостроительству.

Серьезный ущерб наносится подчас и неправильной наладкой оборудования, когда гидроагрегаты работают с недопустимо большими потерями.

Монтаж гидроагрегатов из кустарного производства превращен в крупное промышленное производство с современной технологией.

Монтаж гидроагрегатов из кустарного производства превращен в крупное промышленное производство с современной технологией.

Немаловажное значение в экономике энергостроительства имеет рентабельность эксплуатации гидроэнергетического оборудования, во многом зависящая от качества поставляемого заводами оборудования и выполненных монтажных работ. Даже кратковременные остановки гидроагрегатов, вызванные их неисправностью, наносят весьма значительный ущерб энергостроительству.

Серьезный ущерб наносится подчас и неправильной наладкой оборудования, когда гидроагрегаты работают с недопустимо большими потерями.

Монтаж гидроагрегатов из кустарного производства превращен в крупное промышленное производство с современной технологией.

Немаловажное значение в экономике энергостроительства имеет рентабельность эксплуатации гидроэнергетического оборудования, во многом зависящая от качества поставляемого заводами оборудования и выполненных монтажных работ. Даже кратковременные остановки гидроагрегатов, вызванные их неисправностью, наносят весьма значительный ущерб энергостроительству.

Серьезный ущерб наносится подчас и неправильной наладкой оборудования, когда гидроагрегаты работают с недопустимо большими потерями.

Монтаж гидроагрегатов из кустарного производства превращен в крупное промышленное производство с современной технологией.

Немаловажное значение в экономике энергостроительства имеет рентабельность эксплуатации гидроэнергетического оборудования, во многом зависящая от качества поставляемого заводами оборудования и выполненных монтажных работ. Даже кратковременные остановки гидроагрегатов, вызванные их неисправностью, наносят весьма значительный ущерб энергостроительству.

Серьезный ущерб наносится подчас и неправильной наладкой оборудования, когда гидроагрегаты работают с недопустимо большими потерями.

Монтаж гидроагрегатов из кустарного производства превращен в крупное промышленное производство с современной технологией.

Немаловажное значение в экономике энергостроительства имеет рентабельность эксплуатации гидроэнергетического оборудования, во многом зависящая от качества поставляемого заводами оборудования и выполненных монтажных работ. Даже кратковременные остановки гидроагрегатов, вызванные их неисправностью, наносят весьма значительный ущерб энергостроительству.

Серьезный ущерб наносится подчас и неправильной наладкой оборудования, когда гидроагрегаты работают с недопустимо большими потерями.

Монтаж гидроагрегатов из кустарного производства превращен в крупное промышленное производство с современной технологией.

то, что эта классификация будет сугубо условной и, конечно, с течением времени подвергнется изменению.

По установленной мощности гидроэлектростанции подразделяются на четыре категории: 1 — мощностью более 1000000 кВт; 2 — мощностью 301000—1000000 кВт; 3 — мощностью 51 000—300 000 кВт; 4 — мощностью 50000 кВт и менее.

По величине напора ГЭС можно разделить на низконапорные (напор до 35 м), средненапорные (напор от 35 до 80 м) и высоконапорные (напор более 80 м). По способу создания напора ГЭС можно разделить на русловые, приплотинные и деривационные.

В русловой ГЭС напор образуется земляной, бетонной или смешанной плотиной, обычно расположенной перпендикулярно к направлению течения воды в нижнем бьефе (НБ). Подвод воды к гидроагрегатам в этом типе гидроэлектростанций производится непосредственно из аванкамеры, примы-

that the given classification is just arbitrary and is sure to change in the course of time.

As for the installed capacity hydroelectric power plants are divided into the following four categories: 1 — 1,000,000 kW; 2 — 301,000 kW—1,000,000 kW; 3 — 51,000—300,000 kW; 4 — 50,000 kW and lower still.

According to the head, hydroelectric power plants are classified as low-head (up to 35 m), medium-head (from 35 to 80 m), and high-head (over 80 m) plants.

According to the method of creation of the head hydroelectric power plants may be divided into river channel, reservoir and diversion plants.

In river channel hydroelectric power plants the head is built up by an earth, concrete or combined dam located usually normal to the flowing stream in the down-stream reach. In this type of hydroelectric power

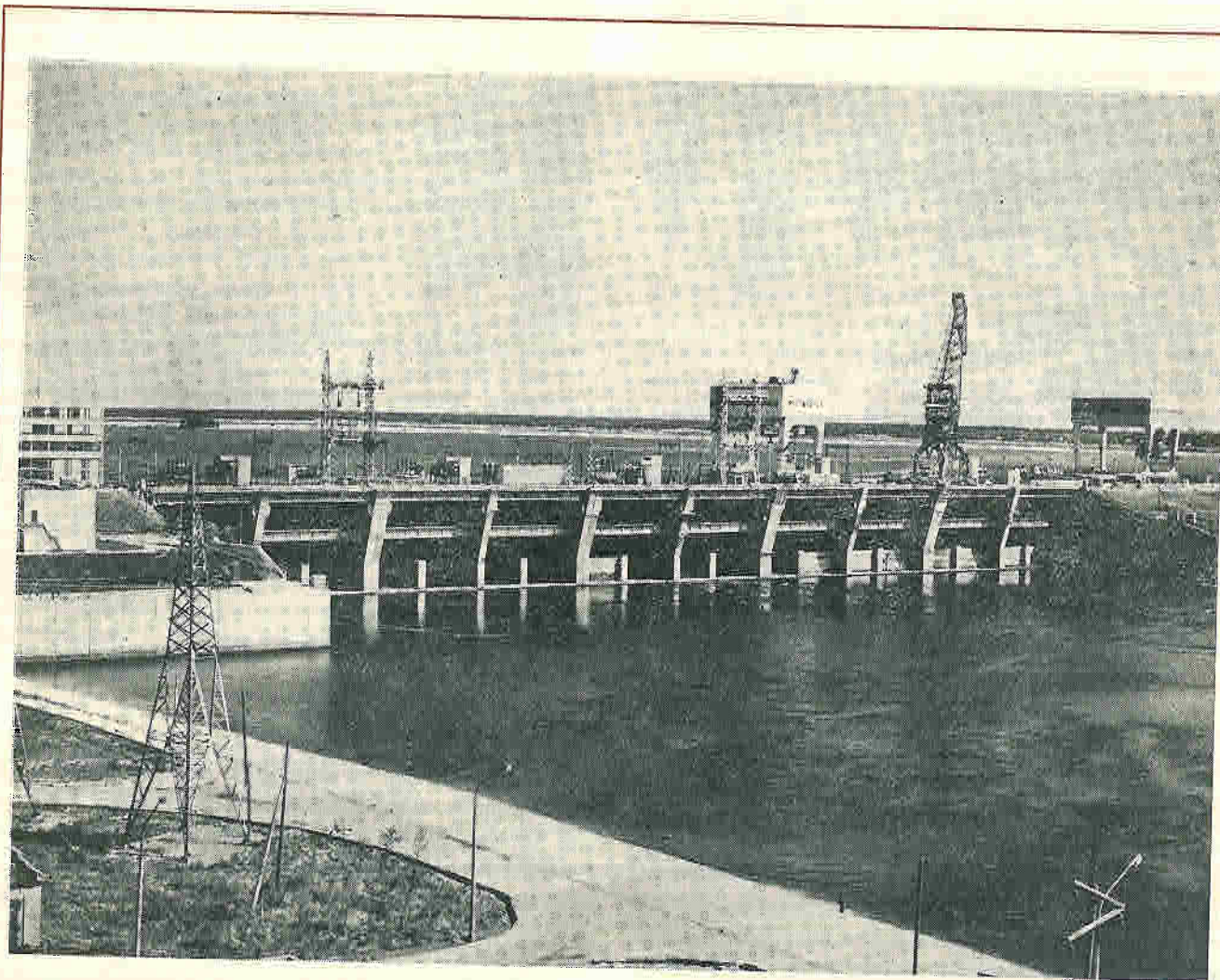


Рис. 2. Общий вид крупной русловой ГЭС

Fig. 2. General view of large river channel hydroelectric power plant

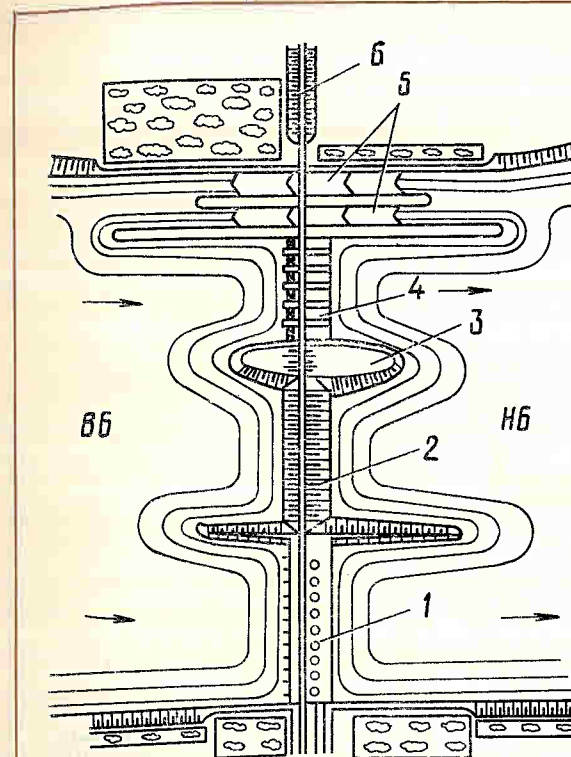


Рис. 3. Схема русловой ГЭС:

1 — здание ГЭС; 2 — земляная плотина; 3 — остров; 4 — бетонная водосливная плотина; 5 — двухниточный трехкамерный шлюз; 6 — дорога

Fig. 3. Layout of river channel hydroelectric power plant:

1 — powerhouse; 2 — earth-fill dam; 3 — island; 4 — concrete spillway dam; 5 — double-lane triple-lift lock; 6 — roadway

кающей к зданию ГЭС, а само здание обычно является продолжением плотины (рис. 2 и 3). Такие ГЭС сооружаются либо в русле реки путем постройки перемычек в нем и поочередного возведения бетонных сооружений, либо в канале, проложенном в обход русла. ГЭС этого типа могут иметь высокий или низкий машинный зал или вовсе его не иметь.

В последнее время как в Советском Союзе, так и за рубежом широкое применение нашли русловые станции совмещенного типа, здания которых используются „по совместительству“ для сброса паводковых вод. Сброс осуществляется либо через специальные отверстия в массиве здания, либо сбоку или сверху машинного зала (рис. 4). Преимущества ГЭС совмещенного типа особенно значительны в период паводков. Дело в том, что большие расходы в реке во время паводков заметно повышают уровень воды в нижнем бьефе гидроэлектростанции, уменьшая при этом напор на ГЭС и намного снижая тем самым ее мощность (иногда более чем на 25% от номинальной). Наличие же на совмещенных ГЭС водосбросов, использующих эжектирующее действие потока избыточной воды, сбрасываемой через гидроэлектростанцию, способствует увеличению действующего напора, а следовательно, и повышению энергетической эффективности ГЭС.

Низконапорные русловые ГЭС со стороны аванкамеры имеют специальный подвод воздуха к спиральной камере во избежание в ней вакуума при внезапном закрытии турбинного затвора.

Турбинные затворы до последнего времени на таких ГЭС устанавливались на каждый водовод и

plants water is delivered to the units directly from the forebay adjacent to the power-house which is usually an extension of the dam (Figs 2 and 3). These types of hydroelectric power plants are built either by construction of cofferdams in the channel of the river and alternate erection of concrete structures or in the canal excavated round the channel. Hydroelectric power plants of this type may accommodate either a high or a low turbine hall or may dispense with it.

River channel hydroelectric power plants with the powerhouse integrated with the spillway have recently found wide use in the USSR and abroad. Water is discharged through special outlets in the powerhouse either from one side or from the top of the powerhouse (Fig. 5). Advantages of a hydroelectric power plant integrated with the spillway are especially pronounced during floods. The point is that large discharges in the river during floods raise up the down-stream water level markedly lowering the head and reducing the capacity (sometimes by more than 25 per cent of the rated value). Using the ejecting effect of the flow of excess water discharged through the power plant outlets makes for the increase of the operating head and, consequently, for raising the plant efficiency.

The low-head river channel hydroelectric power plants are provided with a system of air supply to the scroll case from the side of the forebay to prevent vacuum within it in the event of a sudden closing of a turbine gate.

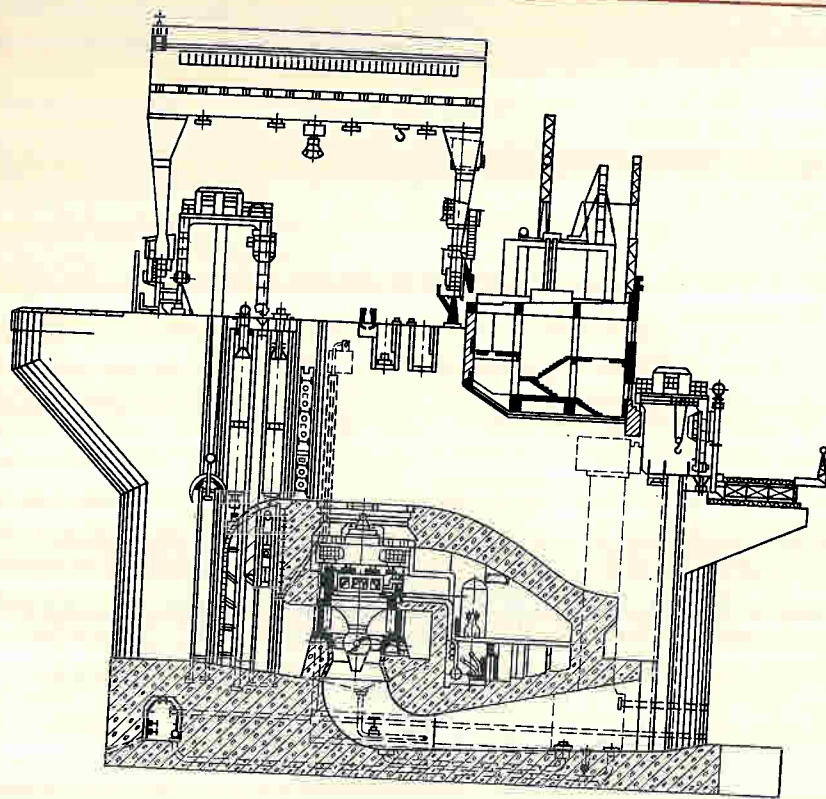


Рис. 4. Поперечный разрез по агрегату совмещенной водосливной русловой ГЭС

Fig. 4. Cross-section through the unit of the river channel hydroelectric plant with the powerhouse integrated with the spillway

имели так называемую быстродействующую схему закрытия, которая предназначалась для защиты гидроагрегата от разрушений при разгоне. Однако ввиду значительного времени закрытия затворов (3—7 мин) эта цель не достигалась. Кроме того, опытом эксплуатации доказана малая вероятность необходимости пользования этими затворами. Это привело к тому, что в настоящее время на многоагрегатных русловых ГЭС от таких затворов со стационарными приводами отказались, а вместо этого там имеется по несколько комплектов ремонтных затворов с передвижным механизмом для их установки. В качестве резерва для закрытия направляющего аппарата, прекращающего поступление воды к турбине, кроме основного, иногда вводятся дополнительные устройства в самой турбине.

На низконапорных ГЭС за последние годы также подверглись некоторым изменениям конструктивные исполнения и компоновка сороудерживающих решеток. В некоторых случаях на многоагрегатных русловых гидроэлектростанциях, где в реке имеется большое количество топляков и другого мусора, сороудерживающее устройство выносят от здания ГЭС на некоторое расстояние в сторону верхнего бьефа (ВБ).

Такое отдаление от водоводов сороудерживающих устройств позволяет иметь на каждом агрегате равный напор, соответствующий разности уровней верхнего и нижнего бьефов, так как засорение при этом какой-либо решетки не создает перепада напора

Until recently turbine gates have been installed in each penstock equipped with the so-called quick-closing system designed for the protection of the unit against breakdown at runaway. However, the aim has not been attained because of a long time of closing (3—7 minutes). Besides, the experience has evidenced small probability of their use. At present, multi-unit river channel hydroelectric power plants are not equipped with turbine gates with the stationary drives and instead of them several sets of repair gates with a movable setting mechanism have found application. Sometimes aside from the main mechanism a stand-by device is used in the turbine to stop the inflow of water to the turbine by closing the wicket gate.

In recent years modifications have been brought in low-head hydroelectric power plants as to the design and the make of trash racks. In some cases multi-unit river channel hydroelectric power plants mounted where the river contains much debris and sweep wood, have the trash rack relocated from the powerhouse some distance upstream.

Such a relocation of the trash rack from the penstocks makes it possible to ensure an equal pressure at each unit which corresponds to the difference between upstream and downstream levels as in this case clogging, of any trash rack will not cause a pressure differential at the turbine inlet due to a discharging

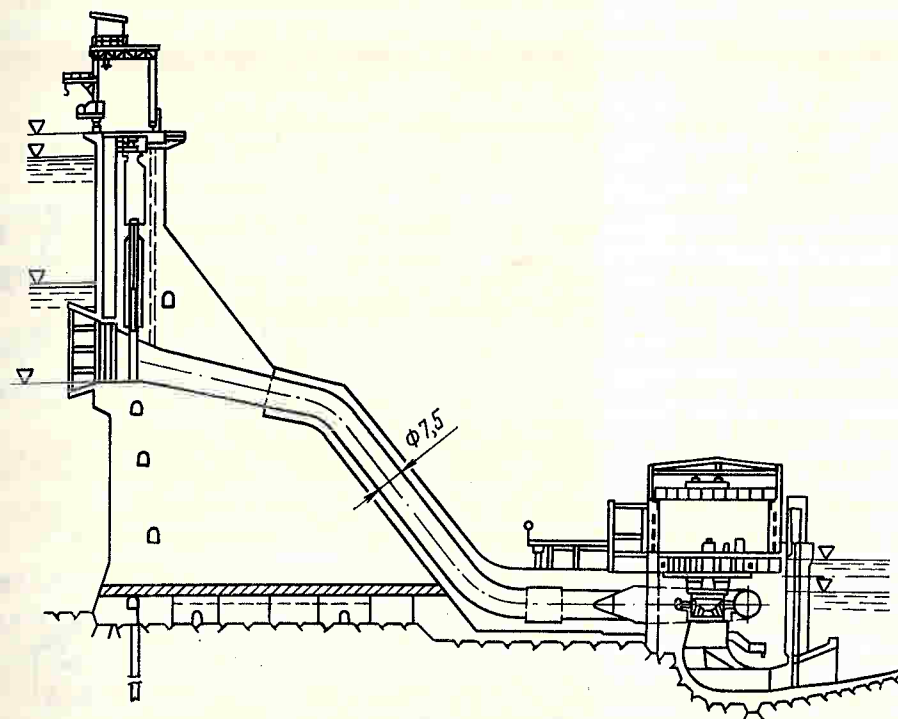


Рис. 5. Поперечный разрез по агрегату приплотинной гидроэлектростанции (Красноярская ГЭС)

Fig. 5. Cross-section through the unit of the reservoir hydroelectric plant (Krasnoyarskaya hydroelectric plant)

перед турбиной ввиду имеющегося запаса пропускной способности решеток. Кроме того, это предотвращает остановку агрегатов для чистки перед ними решеток.

Приплотинные ГЭС характерны тем, что вода к их зданиям (агрегатам) подводится железобетонными, металлическими или деревянными трубопроводами небольшой протяженности. Напор в этом случае создается плотиной, сооруженной на некотором расстоянии от здания станции (рис. 5). Установки этого типа чаще всего бывают средненапорными, но иногда и высоконапорными. Так, гидроэлектростанция Боудлер (США) имеет напор 180 м.

В деривационных ГЭС напор образуется путем отвода воды вдоль берега реки каналом (его называют деривационным), уклон которого меньше уклона реки на этом участке (рис. 6). Плотины у ГЭС этого типа сооружают в начале деривационного канала. Плотины и другие сооружения, расположенные в начале отвода воды, называют головным узлом. Существенной роли в создании напора плотина деривационной ГЭС не играет — ее назначение сводится к отводу воды в деривационный канал, который и создает напор. В конце деривации берет свое начало напорный трубопровод, который подводит воду к агрегатам. Деривационный канал может быть открытым или закрытым. Все открытые деривационные каналы бывают безнапорными, а закрытые могут включать в себя и напорные участки в виде тоннелей или трубопроводов.

capacity reserve of the trash racks. Moreover, this layout enables the trash rack to be cleaned without stopping the unit.

Reservoir hydroelectric power plants are characterized in that water is delivered to the powerhouse (units) through short reinforced concrete, steel or wooden penstocks. In this case, the head is created by the dam constructed some distance from the powerhouse (Fig. 5). Usually these plants are medium-head but sometimes high-head. For instance, the head of the US Boudler dam is 180 m.

At diversion hydroelectric power plants, the head is created by diversion of water along the bank of the river through a diversion canal, the gradient of which is less than that of the river at this stretch (Fig. 6). The dam of this type of the plant is constructed at the beginning of the diversion canal. The dam and appurtenant structures located at the beginning of water diversion are called the head works. The dam of the diversion hydroelectric power plant does not play an important part in the creation of the head; its purpose is to divert water to the diversion canal which affords the head. The penstock supplying water to the turbines originates at the end of diversion. The diversion canal may be open or closed. All the open diversion canals are pressureless but closed canals may also include pressure sections in the form of tunnels or pipelines.

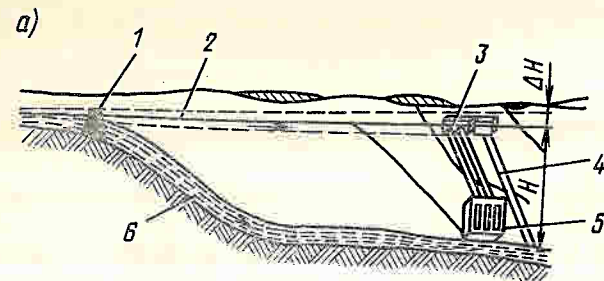


Рис. 6. Деривационная ГЭС:

a — продольный профиль; б — общий вид станционного узла
1 — плотина; 2 — деривационный канал; 3 — напорный трубопровод; 4 — холостой сброс; 5 — здание ГЭС; 6 — река
H — напор; ΔH — потери напора

Fig. 6. Diversion hydroelectric power plant:

a — longitudinal profile; б — general view
1 — dam; 2 — diversion canal; 3 — penstock; 4 — waste water outlet;
5 — powerhouse; 6 — river
H — head; ΔH — head losses

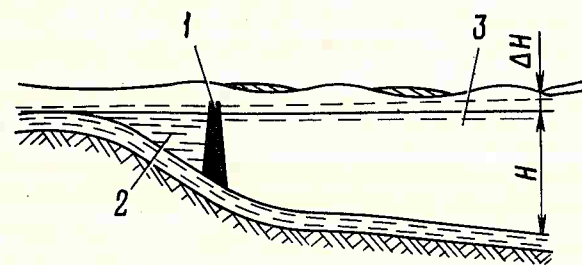


Рис. 7. Схема смешанной плотинно-деривационной ГЭС:

1 — плотина; 2 — бьеф плотины; 3 — деривационный канал

Fig. 7. Layout of combined reservoir-diversion hydroelectric power plant:

1 — dam; 2 — forebay; 3 — diversion canal

Здания деривационных ГЭС могут быть как открытого, так и закрытого типа; иногда их располагают под поверхностью земли.

В смешанных плотинно-деривационных ГЭС (рис. 7) напор образуется частично плотиной, а частично деривацией. Такие ГЭС сооружают, если падение реки в верхней части используемого участка невелико, а в нижней — значительно. В этом случае целесообразно отказаться от деривации на верхнем участке, заменив ее подпором, создаваемым плотиной. Это порой уменьшает затраты, а кроме того, улучшает условия эксплуатации вследствие увеличения емкости водохранилища, что благоприятно влияет на режим работы ГЭС.

Powerhouses of diversion hydroelectric power plants may be of an open or enclosed type; sometimes a powerhouse is located underground.

For combined reservoir-diversion hydroelectric power plants (Fig. 7) the head is created partly by the dam and partly by diversion. These plants are constructed when the fall of the stream in the upstream section of the working stretch is small and the fall of the stream in the downstream section is high. In this case it is expedient to reject the diversion in the upstream reach and change for the dam. This will reduce the cost and improve operating conditions because of an increase in the reservoir capacity.

1-3. НЕКОТОРЫЕ СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТИПЫ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

К числу специальных гидроэлектростанций можно отнести гидроэлектростанции с подземными машинными залами, гидроаккумулирующие (ГАЭС) и приливные (ПЭС).

В ГЭС с подземным машинным залом вода подводится к гидроагрегатам напорным тоннелем или трубопроводом, а отводится от гидроагрегатов безнапорным отводящим тоннелем или каналом. Машинный зал с гидроагрегатами расположен под землей, а повысительная подстанция — чаще всего над поверхностью земли (для сокращения объема работ). Напорный тоннель или трубопровод может быть как наклонным, так и вертикальным (рис. 8). В последнем случае уменьшается его длина, снижаются потери на трение и ослабляется эффект гидравлического удара в нем. Существуют подземные

1-3. SPECIAL TYPES OF HYDROELECTRIC POWER PLANTS

These types include power plants with underground machine halls, pumped storage plants and tidal power plants.

Water to the units of a hydroelectric power plant with an underground machine hall is supplied through a tunnel or a penstock and discharged from the units through a pressureless tunnel or a canal. The machine hall with hydropower units is located underground and the step-up substation is most commonly located above the ground level (to reduce the amount of work). The pressure tunnel or the penstock may be either inclined or vertical (Fig. 8). In the latter case its length and friction losses are decreased and the effect of a hydraulic hammer is weakened. At some underground

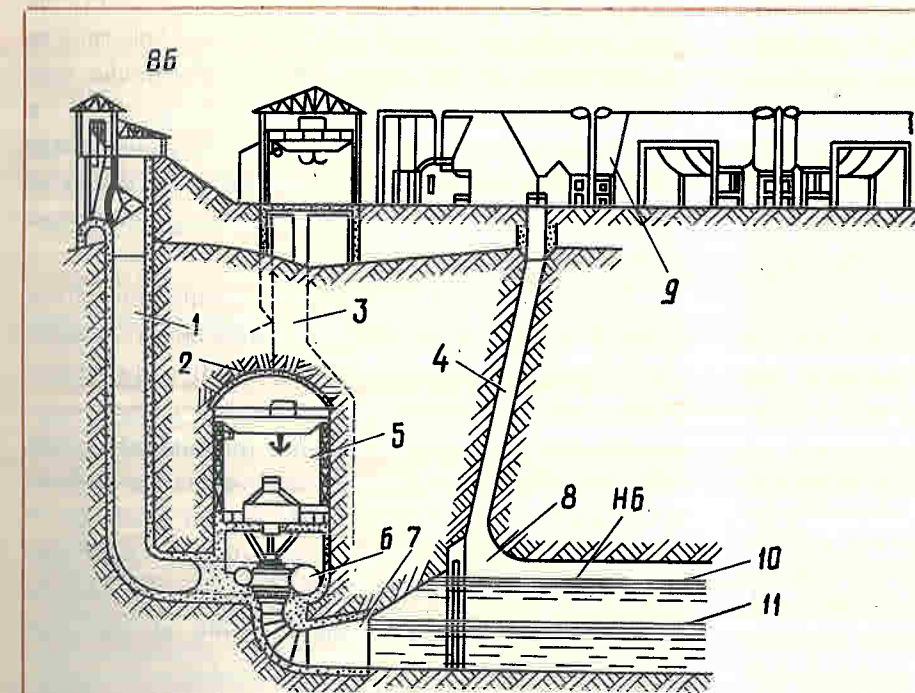


Рис. 8. Подземная гидроэлектростанция с отводящей деривацией:

1 — напорный подводящий тоннель; 2 — свод; 3 — монтажная шахта; 4 — вентиляционная шахта; 5 — машинный зал; 6 — турбина; 7 — отсасывающая труба; 8 — отводящий безнапорный тоннель; 9 — повысительная подстанция; 10 — полный расход при высоком горизонте НВ; 11 — то же, при низком горизонте НБ

Fig. 8. Underground hydroelectric power plant with tailrace water conveying structures:

1 — supply pressure tunnel; 2 — vault; 3 — assembly shaft; 4 — ventilation shaft; 5 — turbine hall; 6 — turbine; 7 — draft tube; 8 — discharge pressureless tunnel; 9 — step-up substation; 10 — full discharge at high downstream water level; 11 — full discharge at low downstream water level; HВ — downstream

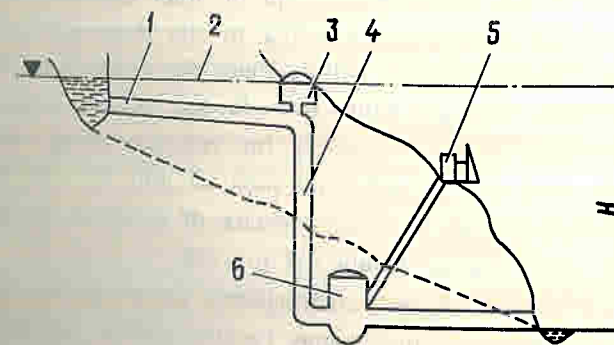


Рис. 9. Подземная ГЭС с подводящей и отводящей деривацией:

1 — подводящий тоннель; 2 — горизонт; 3 — уравнильный резервуар; 4 — напорный тоннель; 5 — повысительная подстанция; 6 — машинный зал

Fig. 9. Underground hydroelectric power plant with headrace and tailrace water conveying structures:

1 — supply tunnel; 2 — water level; 3 — surge tank; 4 — pressure tunnel; 5 — step-up substation; 6 — turbine hall

ГЭС, в которых напор создается за счет подвода воды к гидроагрегатам вначале горизонтальным, а затем вертикальным тоннелями (рис. 9).

Оборудование подземных ГЭС подает к месту монтажа или через шахту, сделанную над машинным залом, или через транспортный тоннель, пробитый сбоку. ГЭС с подземным машинным залом обычно располагают в прочной и крепкой скале, что позволяет обходиться без сколько-нибудь значительных облицовочных работ. Несоблюдение этого условия делает сооружение подземных ГЭС очень дорогим и неэффективным предприятием.

Гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС) предназначены для снятия пиковых нагрузок в энергосистеме. ГАЭС полностью или частично оборудуются реверсивными гидроагрегатами. Эти гидроагрегаты сконструированы так, что при вращении в одном направлении они вырабатывают электроэнергию, потребляя воду из водохранилища, а при вращении в обратном направлении потребляют электроэнергию из системы, накачивая воду в водохранилище. В первом случае гидравлическая машина работает в качестве двигателя, а электрическая — в качестве генератора; во втором случае гидравлическая машина используется в качестве насоса; а электрическая — в качестве двигателя. Применение реверсивных (обратимых) гидроагрегатов позволяет сократить затраты на сооружения ГАЭС без ухудшения эксплуатационных свойств агрегатов.

Нагнетание воды производится в период малого потребления электроэнергии, когда для этих целей можно выгодно использовать имеющийся в системе избыток электроэнергии. В часы же максимальной нагрузки системы такие агрегаты используются для выработки электроэнергии, срабатывая воду, ранее накачанную в водохранилище.

Особая конструкция гидротурбин, предназначенных для установки на таких ГАЭС, обеспечивает высокий к.п.д. при работе их в качестве как турбин, так и насосов. Для средних напоров H , равных 35—80 м, стали широко применяться агрегаты с диагональными турбинами, которые имеют хорошие эксплуатационные характеристики при значительных колебаниях напора (до 50%).

ГАЭС за последние годы находят себе весьма широкое применение в ФРГ, Австрии, США, Японии и других зарубежных странах, в том числе и в социалистических странах. По данным института „Гидропроект“, в настоящее время в мире число ГАЭС, эксплуатируемых и заканчивающихся строительством, составляет более 150, с общей мощностью более 15 млн. кВт. Только в США в 1970 г. мощность ГАЭС составила около 6 млн. кВт.

По величине напора ГАЭС, также как и обычные ГЭС, можно разделить на низконапорные (с напором до 35 м), средненапорные (с напором от 35 до 80 м) и высоконапорные (имеющие напор более 80 м). К числу высоконапорных установок можно

hydroelectric power plants water is supplied to the units first through horizontal and then through vertical tunnels (Fig. 9).

The equipment of underground hydroelectric power plants is delivered to the installation site either through a shaft constructed above the machine hall or through a transport tunnel cut at one side. Hydroelectric power plants with underground machine halls are usually located in hard and solid rock which makes it possible to minimize the lining. If this is not the case, such hydroelectric power plants appear very expensive and inefficient.

Pumped storage plants are designed for shearing peak loads in the power system. Pumped storage plants are equipped completely or partially with reversible units. While the turbine rotates in one direction, power is generated and water consumed from the reservoir; as soon as the rotation is reversed the unit consumes power from the power system and pumps water to the reservoir. In this former case, the hydraulic unit operates as a motor and the electric unit runs as a generator; in the latter case, the hydraulic unit operates as a pump and the electric unit runs as a motor. The use of reversible hydropower units makes it possible to cut down the cost of construction of pumped storage plants without impairing the performance of the units.

Water is pumped during low consumption of power when it is wise to use available excess power. At peak loads the units are used for power generation discharging water pumped to the reservoir before.

The hydraulic turbine designed for pumped storage plants affords high efficiency when operating both as a turbine and as a pump. For medium heads of 35 to 80 m hydraulic turbines of a diagonal-flow type find wide application. These turbines possess adequate performances at considerable variation of the head (up to 50 per cent).

In recent years pumped storage plants have found wide use in the German Federal Republic, Austria, the United States, Japan and in other capitalist and socialist countries. According to the data presented by "Hydroproject" Institute there are more than 150 pumped storage plants now in the world, already working and almost ready for commissioning, with the total capacity of more than 15 mln kW. In the United States alone the capacity of pumped storage plants was about 6 mln kW in 1970.

Like conventional hydroelectric power plants, the pumped storage plants may be classified as low-head (up to 35 m), medium-head (35—80 m) and high-

отнести ГАЭС „Терморгьо“ (Швейцария) с напором $H=914$ м и ГАЭС „Рейссек“ (Австрия), имеющую напор $H=1173$ м.

В Советском Союзе строительство ГАЭС только что начало получать свое развитие. В настоящее время пущена и находится в эксплуатации сравнительно небольшая ГАЭС на Кубань-Калужском каскаде и Киевская ГАЭС мощностью 200 тыс. кВт.

Институтом „Гидропроект“ обследовано и выбрано большое число створов для строительства экономически целесообразных ГАЭС с небольшими удельными капиталовложениями.

Приливные гидроэлектростанции (ПЭС) служат для использования энергии морских приливов и отливов. Система плотин и дамб создает условия для аккумуляции водной энергии морских приливов и отдачи ее затем гидроагрегатам. Морские приливы и отливы вызываются силами притяжения Луны и Солнца и происходят дважды в каждые 24 ч 50 мин. Наибольшая высота приливов наблюдается во время новолуния, когда Луна и Солнце находятся по одну сторону от Земли, наименьшая — во время полнолуния, когда Луна и Солнце находятся по разные стороны от Земли. Разница в высоте уровней воды во время приливов и отливов бывает наибольшей в узких заливах, где она достигает 21 м. В открытых океанах эта разница не превышает 1 м. В небольших обособленных от океана морях приливы и отливы незаметны.

Приливные гидроэлектростанции получили широкое распространение во Франции. Они оборудуются там прямоточными капсульными гидроагрегатами небольших мощностей, о которых будет сказано ниже. Первая сравнительно крупная приливная ГЭС, построенная во Франции, имеет проектную мощность 240 тыс. кВт. Она оборудована 24 капсульными агрегатами с единичной мощностью по 10 тыс. кВт.

В нашей стране наибольшие приливы до 10—13 м наблюдаются на побережьях Баренцева, Охотского и Белого морей. В настоящее время на берегу Баренцева моря построена небольшая опытная приливная ГЭС, которая может проложить дорогу этому типу ГЭС в Советском Союзе.

head (more than 80 m) installations. The "Termorgio" (Switzerland) plant with $H=914$ m and "Reisseck" (Austria) with $H=1173$ m may be classified with high-head pumped storage plants.

In the USSR, the construction of the pumped storage plants has just begun. At the present time a relatively small plant on the Kuban-Kaluzhsky hydroelectric system and the Kiev pumped storage plant of 200 thsnd kW capacity are in service.

The "Hydroproject" Institute surveyed and selected many sites for the construction of efficient pumped storage plants with small per-unit capital investments.

Tidal power plants utilize the enrgy of sea tides and ebbs. A system of dams and dikes affords accumulation of the water of sea tides which is then delivered to the units. The sea tides and ebbs are caused by the attractive force of the sun and the moon and take place twice each 24 hours and 50 minutes. The maximum tidal rise is observed at new moon when the sun and the moon are on one side of the earth and the minimum tidal rise occurs when the sun and the moon are on the different sides of the earth. The maximum difference of water height during tides and ebbs is observed in narrow bays (up to 21 m). In open seas the difference does not exceed 1 m. On small seas separated from the ocean the tides and ebbs are imperceptible.

Tidal plants have found wide use in France. They are equipped with bulb units of small capacity (see below). The first relatively large tidal plant constructed in France is of 240 thsnd kW rated capacity. It is equipped with 24 bulb units of 10 thsnd kW capacity each.

In this country, the maximum tides up to 10—13 m are observed on the Barents, Okhotsk, and White seas. A small experimental tidal plant was constructed on the foreshore of the Barents sea several years ago.

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОАГРЕГАТАХ И ИХ КОМПОНОВКАХ

2. BASIC INFORMATION ON HYDROPOWER UNITS AND THEIR LAYOUT

2-1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ГИДРОАГРЕГАТАХ

Почти забыты те времена, когда в промышленности передача крутящего момента гидротурбинного вала к различного рода машинам производилась посредством ременных, канатных и зубчатых передач с промежуточным звеном в виде трансмиссии. В настоящее время энергия потока воды с помощью гидротурбин и гидрогенераторов преобразуется в электрическую энергию, а последняя по линиям электропередач через преобразовательные подстанции и электродвигатели приводит в движение всевозможные машины и агрегаты. С прогрессом энергомашиностроения все менее заметной становится граница между гидротурбиной и гидрогенератором. В современных крупных гидроагрегатах турбина и генератор имеют один общий вал. Этот вал, на который насажены роторы гидротурбины и гидрогенератора, может состоять из нескольких звеньев, соединенных между собой болтами. Общим для всего гидроагрегата является также опорный подшипник, называемый подпятником; на него опирается ротор гидроагрегата, представляющий собой соединенные в одно целое роторы гидротурбины и гидрогенератора. Корпус сервомотора рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины у некоторых конструкций гидроагрегатов одновременно служит и втулкой ротора гидрогенератора. Наконец, у гидротурбин и гидрогенераторов общие параметры, определяющие их работу, а именно: мощность, номинальная и угонная скорости вращения.

Сохранившееся до настоящего времени раздельное проектирование гидротурбин и гидрогенераторов, базирующееся лишь на обмене отдельными сведениями, не обеспечивает рациональной компоновки гидроагрегатов и в целом агрегатных блоков. Этот недостаток особенно ощутим при проектировании крупных машин.

Быстрый рост единичных мощностей машин заставляет рассматривать турбину и генератор как нечто целое, представляющее собой вместе со строительной частью здания ГЭС рационально скомпонованный агрегатный блок.

Таким образом, под гидроагрегатом мы будем понимать в дальнейшем смонтированный для совместной работы комплекс гидросилового оборудования, состоящий из гидротурбины и гидрогенератора. Сочетания гидротурбин и гидрогенераторов различных типов дают гидроагрегаты многих отлич-

2-1. MAIN CONCEPTS OF HYDROPOWER UNITS

Many years ago the torque of the hydraulic turbine shaft was transmitted to various types of machines through belt, rope, and gear drives with an intermediate link in the form of transmission. At the present time the energy of water flow is converted with the help of hydraulic turbines and generators into electric power which is passed via transmission lines, transformer substations and electric motors to set various machines and mechanisms in motion. In the process of development of power machinery the boundary line between a hydraulic turbine and a hydrogenerator becomes less perceptible. In state-of-the-art large hydropower units the turbine and the generator are mounted on a common shaft. The shaft that mounts the rotors of the turbine and the generator may consist of several links bolted together. A thrust bearing is also common to the whole unit; the rotor of the unit, which is composed of the turbine and generator rotors built integral in one piece, rests on the thrust bearing. The frame of the servomotor of the adjustable-blade or kaplan turbine runner is at the same time the generator rotor hub in some designs. And finally, hydraulic turbines and hydrogenerators are characterized by common parameters, viz., capacity, rated and runaway speed.

The existing practice of separately designing the turbines and generators which is based on sporadic information exchange does not provide an efficient arrangement of hydraulic units and sets of units as a whole.

This drawback shows up most vividly in designing large units.

With a rapid growth of unit capacities of machines a turbine and a generator are considered as an integral part which, together with the construction section of a powerhouse, makes up an efficiently arranged set.

Thus, a hydraulic unit is understood further as a complex of hydropower equipment assembled for joint operation and consisting of a hydraulic turbine and a hydrogenerator. A combination of hydraulic turbines and hydrogenerators of different types makes it possible to obtain hydropower units of different design versions.

ных друг от друга конструктивных выполнений.

На крупных ГЭС устанавливаются, как правило, вертикальные гидроагрегаты, состоящие из радиально-осевых или поворотно-лопастных гидротурбин и вертикальных гидрогенераторов подвешенного или зонтичного типов, вырабатывающих трехфазный переменный ток стандартных напряжений и частоты. В некоторых странах в состав гидроагрегатов часто входят и ковшовые гидротурбины. У нас, в СССР, ввиду ограниченности гидроресурсов, способных создать высокие напоры, этот тип гидротурбин находит лишь ограниченное применение.

В настоящее время как у нас, так и за рубежом начали применять гидроагрегаты с диагональными гидротурбинами, которые представляют собой нечто среднее между поворотно-лопастными и радиально-осевыми.

Во многих странах, в том числе и в СССР, начали применять различные типы горизонтальных гидроагрегатов, позволяющих снижать затраты на строительство ГЭС, так как они при тех же габаритах способны пропускать через себя больший расход воды, нежели вертикальные агрегаты, и тем самым иметь большую установленную мощность. В СССР наибольшие горизонтальные капсульные гидроагрегаты с воздушным охлаждением обмоток генератора мощностью по 20 тыс. кВт установлены на Киевской и Каневской ГЭС. Такой же мощности капсульные гидроагрегаты с водяным охлаждением обмоток генератора установлены на Череповецкой ГЭС и перепадных ГЭС Ингурского каскада. Кроме того, находятся в эксплуатации два капсульных гидроагрегата мощностью по 46 тыс. кВт на Саратовской ГЭС.

2-2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОТУ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Количество воды (в кубических метрах), протекающее через гидротурбину за одну секунду, принято называть расходом, пропускаемым гидротурбиной. Этот расход при неизменных напоре и к.п.д. прямо пропорционален несомой агрегатом нагрузке, а при неизменных нагрузке и к.п.д. обратно пропорционален напору.

Численная величина расхода воды для крупнейших гидроагрегатов низконапорных ГЭС исчисляется сотнями кубометров. Так, например, каждый гидроагрегат Волжской ГЭС имени В. И. Ленина при номинальной нагрузке пропускает расход до 675 м³/с.

Уровни воды, расположенные выше и ниже гидроэлектростанции, называются соответственно верхним и нижним бьефами. Разность между этими уровнями, или, точнее, между отметками верхнего и нижнего бьефов, принято называть напором брутто, который исчисляют в метрах. По сути

As a rule, large hydroelectric power plants are equipped with vertical hydropower units consisting of radial-axial (Francis) or adjustable-blade (Kaplan) turbines and vertical generators of the suspended or umbrella-type producing three-phase alternating current of standard voltage and frequency. In some countries, hydropower units very often include impulse turbines. In the USSR these turbines are of limited utility because of lack of hydraulic potentials capable of creating very high heads.

At present, both in the USSR and abroad, hydropower units with diagonal-flow turbines, which are something in-between adjustable-blade and radial-axial turbines, have found use.

In many countries and in the USSR different types of horizontal units have come into use which reduce the construction cost because with the same size the discharge of water through them is much higher than that through vertical units and, consequently, the installed capacity appears higher. In the USSR the largest horizontal bulb hydropower units with air cooling of generator windings of 20 thsnd kW capacity are installed at the Kanevskaya and Kievskaya hydroelectric power plants. Bulb hydraulic units of the same output with water cooling of generator windings are installed at the Cherepovetskaya hydroelectric power plant and at perepadnaya stations of the Inguri system. Besides, two bulb units of 46 thsnd kW output each are installed at the Saratovskaya hydroelectric power plant.

2-2. BASIC PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF HYDROPOWER UNITS

The amount of water (in cubic meters) flowing through a hydraulic turbine per second is called the discharge of a turbine. This discharge at constant head and efficiency varies directly with the load of the unit and at a constant load and efficiency it varies inversely with the head.

The numerical quantity of water discharge of the largest units of low-head hydroelectric power plants amounts to hundreds of cubic meters. For instance, each hydraulic unit of the Volzhskaya hydroelectric power plant named after V.I. Lenin discharges up to 675 m³/s at rated load.

Water levels above and below the hydroelectric power plant are called upstream and downstream, respectively. The difference between these levels and, more precisely, between the upstream and downstream

дела, напор брутто отображает разность потенциальных удельных энергий воды в верхнем и нижнем бьефах гидроэлектростанции. Для гидротурбин деривационных гидроэлектростанций напором брутто считается разность между уровнями воды в конце безнапорной деривации и в отводящем канале у гидростанции.

Вполне понятно, что рабочий напор на гидротурбине (напор нетто) будет всегда меньше напора брутто, а именно, на величину, равную потерям в устройствах, подводящих воду к гидроагрегату, а иногда и отводящих ее от него. Эти потери для низконапорных ГЭС по существу сводятся к потерям при подводе воды от забальной балки до спиральной камеры и составляют от десятых долей процента до 2%. Для средненапорных и высоконапорных ГЭС названные потери уже превышают 2%, а для ГЭС с длинными трубопроводами они приближаются даже к 10%.

Величина напора не может быть постоянной во времени: она изменяется с изменением соотношений между притоком воды в водохранилище и пропуском воды через гидроагрегаты или другие водопропускные устройства гидроэлектростанции.

Существует также понятие расчетного напора, минимально необходимого для получения номинальной мощности гидротурбины. По величине напора гидротурбины, так же как и гидроэлектростанции, подразделяются на низконапорные, средненапорные и высоконапорные (см. §1-1). Благоприятные природные условия для эффективного использования высоких напоров имеются в Швейцарии и Австрии, располагающих гидроэлектростанциями с напорами до 1768 м. В Советском Союзе такие условия отсутствуют, в силу чего наибольший напор на наших гидроэлектростанциях составляет 538 м (в Грузии) и 668 м (в Казахстане).

Единичная мощность установленного на ГЭС гидроагрегата определяется расходом воды через турбину, напором и индивидуальной способностью гидроагрегата превращать энергию текущей воды в электрическую энергию.

Если разность уровней верхнего и нижнего бьефов, называемую напором, обозначать через H , а весовой расход воды, направляемой с этой высоты на рабочее колесо гидротурбин, через γQ , то работа, совершаемая водой при падении с высоты H в течение 1 с, будет равна произведению весового расхода воды γQ на высоту падения H . Но так как работа, совершаемая в течение 1 с, есть мощность, то формула мощности без учета потерь примет такой вид:

$$N = \gamma Q H,$$

где γ — вес 1 м³ в кг.

levels, is called a gross head which is calculated in meters. As a matter of fact, the gross head represents the difference of the potential energy of water in the upstream and downstream reach. For hydraulic turbines of diversion hydroelectric power plants the gross head is the difference of water levels at the end of the pressureless diversion and in the tailrace at the powerhouse.

It is clear that the operating head on the turbine (net head) will be always lower than the gross head by the value of losses in the structures supplying water to the turbine and sometimes discharging water from it. These losses for the low-head hydroelectric power plant usually boil down to the losses between the curtain wall and the scroll case and amount to from some ten fractions of per cent to 2 per cent. For medium-head and high-head hydroelectric plants these losses exceed 2 per cent and sometimes approach 10 per cent.

The head cannot be maintained constant in time; it varies with the change of ratio between the water inflow to the reservoir and the water discharge through the units or other water conducting structures.

The rated head is the minimum head required to obtain the rated capacity of the turbine. Line hydroelectric power plants, hydraulic turbines are classified as low-head, medium-head and high-head devices (see 1-1). Favourable natural conditions for effective utilization of high heads may be found in Switzerland and Austria where power plants operate from the head up to 1768 m. Such conditions are absent in the USSR and, hence, the maximum heads are 538 m in Georgia and 668 m in Kazakhstan.

The unit capacity is determined by the water discharge through the turbine, by the head and by the specific ability of the unit to convert the energy of flowing water into electric power.

With the difference between the upstream and downstream level (the head) designated through H and the weighted water discharge directed from this height to the turbine runner through γQ , work done by the water falling from H within one second will be the product of the weighted water discharge γQ by the height H . Since the work done within one second is the capacity, the formula of capacity will be as follows:

$$N = \gamma Q H,$$

where γ is the weight of one cubic meter in kg.

Если расход воды Q принять в кубометрах, а напор воды H в метрах, то формула мощности с размерностью в килограммометрах в секунду (кгс. м/с) будет

$$N = Q \cdot 1000 H.$$

Чтобы выразить мощность в лошадиных силах (л.с.), как это часто делают иностранные фирмы, только что приведенную формулу следует написать так:

$$N = \frac{Q \cdot 1000 H}{75}.$$

В СССР мощность принято выражать в киловаттах, а поскольку 1000 кгс.м работы, произведенной за 1 с, равна 9,81 кВт, то формула мощности с размерностью в киловаттах (кВт) будет иметь вид:

$$N = Q \cdot 9,81 H.$$

Выраженное в приведенных выше формулах значение мощности является чисто теоретическим, так как в действительности мощность гидроагрегата, полученная на шинах гидрогенератора, будет меньше на величину, равную гидравлическим, механическим и электрическим потерям в гидроагрегате в пределах агрегатного блока. Эта величина характеризуется коэффициентом полезного действия установки. С учетом потерь в гидроагрегатах и водотоке формула мощности в кВт примет окончательно вид: $N = 9,81 Q H \eta$, где η — коэффициент полезного действия агрегатного блока.

Коэффициент полезного действия гидроагрегата, называемый сокращенно к.п.д. и обозначаемый обычно через η , есть отношение полезной мощности N_n , полученной на шинах гидрогенератора, к N_s — мощности потока воды, пропускаемого через гидротурбину для приведения последней в действие. Другими словами, к.п.д. есть отношение мощности, полученной на шинах генератора, к разности удельных энергий воды при входе в гидротурбину и по выходе из отсасывающей трубы в нижнем бьефе. Таким образом,

$$\eta = \frac{N_n}{N_s} < 1.$$

Величина к.п.д. всегда меньше единицы и зависит от конструкции и размеров гидроагрегата, от качества его изготовления и от режима его работы. При изменении режима работы к.п.д. изменяет свое значение, достигая наибольшей величины при работе с нагрузками, близкими к номинальной, и снижаясь при работе на малых нагрузках и на нагрузках выше номинальной. К.п.д. современных крупных гидро-

If the water discharge Q is taken in cubic meters and H in meters, then the formula of capacity (in kilogram-metre per second), kgf.m/s, will be:

$$N = Q \times 1000 H.$$

To express capacity in terms of horsepower (h.p.), which is frequently used abroad, the formula will be:

$$N = \frac{Q \times 1000 H}{75}.$$

In the USSR the capacity is usually expressed through kilowatts and as 1000 kgf.m of work done during one second is 9.81 kW, the formula in terms of kilowatts is

$$N = Q \times 9.81 H.$$

The value of capacity expressed in the above formulae is purely theoretical because capacity of a unit at the generator busbars is lower by the value of hydraulic, mechanical and electrical losses in the unit. This value is characterized by efficiency of the plant. With allowance made for the losses in the units and conduits the capacity formula in terms of kW will take the form:

$$N = 9.81 \eta$$

where η is efficiency of the unit.

Efficiency of the unit designated usually through η is the ratio of the generator output power at its busbars, N_n to the capacity N_s of the water stream passed through the turbine to set the latter in motion. In other words, efficiency is the ratio of capacity obtained on the generator busbars to the difference of specific energies of water at the inlet of the turbine and at the outlet of the draft tube in the downstream reach. Thus,

$$\eta = \frac{N_n}{N_s} < 1.$$

Efficiency is always less than unity and depends on the design and size of the unit, quality of its manufacture and conditions of operations. A change in operating conditions causes a change in efficiency, which is maximum with loads close to the rated ones and minimum at small loads and at loads above the rated values. Efficiency of modern large hydropower units operating in most favourable conditions is 0.82—0.90.

агрегатов, работающих в наивыгоднейших режимах, составляет 0,82—0,90.

Из потерь, равных 10—18%, около двух третей приходится на гидротурбину и около одной трети на гидрогенератор. Потери в гидроагрегате можно разделить на: а) гидравлические, вызываемые тем, что энергия потока теряется в водотоке от турбинной камеры до нижнего бьефа; б) механические, затрачиваемые на трение в подшипниках и подпятнике; в) вентиляционные и г) электрические. Последние складываются главным образом из потерь в обмотке и активной стали статора, потерь на возбуждение и др.

К.п.д. гидроагрегата не следует путать с к.п.д. всего агрегатного блока, так как в последнем случае к перечисленным потерям добавляются еще потери в водотоке от верхнего бьефа до турбинной камеры на преодоление сопротивления трению воды о стенки подводящих и отводящих устройств, разделяющие бычки, сороудерживающие решетки и др.

Скорость вращения гидроагрегатов обычно составляет от 62,5 до 500 об/мин. Она определяется условиями работы гидротурбины при наибольшем к.п.д., так как этому наибольшему к.п.д. гидротурбина может отвечать только при одном определенном значении угловой скорости ее вращения (или, как говорят, ее оборотности). Скорость вращения гидроагрегата n связана с частотой переменного тока f и числом пар полюсов гидрогенератора p следующей зависимостью:

$$n = \frac{f \cdot 60}{p} \text{ об/мин.}$$

Численное значение частоты стандартно; в СССР оно составляет 50 Гц.

При расчетах деталей ротора гидроагрегата на прочность исходят из условий разгонной скорости вращения, т.е. такой скорости, которую агрегат может развивать при сбросе с него полной нагрузки при условии, что направляющий аппарат остается открытым у радиально-осевых гидротурбин полностью, а поворотно-лопастных — на 50—60%. Такое явление может произойти в случае неисправности как системы регулирования скорости вращения, так и направляющего аппарата.

Получение у поворотно-лопастных гидротурбин максимальной скорости вращения при открытии направляющего аппарата лишь на 50—60% объясняется тем, что полному открытию соответствует больший угол разворота лопастей рабочего колеса, что способствует торможению ротора турбины в водотоке.

Величина разгонной скорости находится в прямой зависимости от веса ротора гидроагрегата, в первую очередь, ротора гидрогенератора. С умень-

шением отношения разгонной скорости к номинальной, т.е. с уменьшением коэффициента угона гидротурбины, появляется возможность увеличить диаметр ротора; при этом, сохраняя заданный маховой момент, можно уменьшить его вес.

Маховой момент ротора гидроагрегата примерно на 90—92% определяется маховым моментом ротора гидрогенератора и лишь на 8—10% — маховым моментом ротора гидротурбины. Величина махового момента определяется условиями регулирования скорости вращения, при этом повышение скорости вращения при сбросе полной нагрузки не должно превышать, как правило, 40% от номинальной скорости вращения, хотя иногда предусматривается и больший процент. Маховой момент оказывает большое влияние также и на устойчивость параллельной работы данной гидроэлектростанции с другими.

Располагая данными о размерах гидрогенератора, можно вычислить его маховой момент

$$GD^2 = 3 (D_1^2 - D_{10}^2) L_t, \text{ т} \cdot \text{м}^2,$$

где G — масса ротора, т; D — диаметр инерции массы ротора, м; D_1 — наружный диаметр ротора, м; L_t — длина активной стали, м; D_{10} — внутренний диаметр обода ротора, м.

Вычисленное значение GD^2 следует увеличивать на 10%, чтобы учесть маховой момент якорей возбuditеля и остова ротора; полученную полную величину махового момента генератора необходимо увеличить еще на 8—10%, чтобы учесть маховой момент ротора гидротурбины и получить тем самым маховой момент всего гидроагрегата.

Важным параметром гидроагрегата является напряжение на его зажимах. Вообще говоря, гидроагрегат можно сделать на любое напряжение, вплоть до наибольшего, освоенного по изоляции обмотки. Однако для каждого диапазона мощности стандартом установлено определенное напряжение. Так, в СССР приняты следующие стандартные величины напряжений:

Мощность гидроагрегата, тыс. кВт	Напряжение на зажимах, кВ
До 20	6,3
20—40	10,5
40—125	13,8
	(не стандартное, но используемое на практике)
Свыше 125	15,75

Допускается длительная работа гидроагрегата при номинальной мощности с отступлением от номинального напряжения в пределах $\pm 5\%$, что компенсирует изменение напряжения в повышающем трансформаторе и в линии передач при изменении нагрузки от нуля до полной.

speed to the rated one, i.e. with a decrease in the runaway coefficient of the hydraulic turbine it appears possible to enlarge the rotor diameter; in doing so the weight of the rotor may be cut down maintaining the given flywheel torque.

The flywheel torque of a hydropower unit includes about 90—92 per cent of the flywheel torque of the generator rotor and only 8—10 per cent the flywheel torque of the turbine. The flywheel torque is determined by the conditions of speed regulation; an increase in the speed at no load on the unit should not exceed, as a rule, 40 per cent of the rated speed though sometimes a higher per cent is envisaged. The flywheel torque has a pronounced effect on the stability of parallel operation of the given and other plants.

With the hydrogenerator size known one can calculate the flywheel torque using the following formula:

$$GD^2 = 3 (D_1^2 - D_{10}^2) L_t, \text{ т} \cdot \text{м}^2$$

where G — mass of the rotor, т; D — diameter of inertia of rotor mass, м; D_1 — outer rotor diameter, м; L_t — core length, м; D_{10} — inner diameter of rotor rim.

The calculated value of GD^2 shall be increased by 10 per cent as to take into account the flywheel torque of the exciter armature and the rotor spider; the value shall be increased again by 8—10 per cent to take into account the flywheel torque of the turbine rotor and thus to obtain the flywheel torque of the whole unit.

One of important parameters of the unit is its terminal voltage. Generally speaking, the unit may be wound for any voltage e.g. up to the maximum value which the winding insulation can withstand. However the Standard stipulates for each range of capacity a definite voltage. For instance, in the USSR the following standard values of voltage are adopted:

Capacity of the unit, тыс. кВт	Voltage across terminals, кВ
up to 20	6.3
20—40	10.5
40—125	13.8
	(non-standard but used)
above 125	15.75

Continuous operation of the unit at rated capacity is allowed with deviation from the rated voltage within ± 5 per cent which compensates for voltages variations in the step-up transformer and in the transmission line at a load varying from no load to full load.

The numeric value of frequency is standard: in the USSR it is 50 Hz.

In calculating the strength of the rotor parts one should proceed from the conditions of runaway speed, i.e. the maximum speed the turbine can attain at no load on the unit and with the gates fully open in radial-axial turbines and 50—60 per cent open in adjustable-blade turbines.

This may take place in case of a malfunction in the speed regulation system and in the wicket gate mechanism.

Maximum speed of adjustable-blade hydraulic turbines with wicket gates only 50—60 per cent open is explained by the fact that the full opening is followed by a large angle of blade tilt which results in the braking of the turbine rotor in the water stream.

The value of runaway speed varies directly as the weight of the unit rotor and primarily the rotor of the generator. With a decrease in the ratio of runaway

2-3. КОМПОНОВКИ ГИДРОАГРЕГАТОВ

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРИ ВЫБОРЕ ВАРИАНТА КОМПОНОВКИ

При проектировании гидроагрегатов заданной мощности учитывают не только величину напоров, которые должны быть использованы, но и ряд других обстоятельств, в частности то, что поворотнлопастные гидротурбины при равных габаритах с другими гидротурбинами имеют больший приведенный расход и дают больший к.п.д. при работе в широком диапазоне нагрузок и напоров. Учитывают также то, что радиально-осевые турбины требуют для создания спокойного режима работы большего заглубления отсасывающих труб, а это удорожает строительство. С другой стороны, учитывают и то, что радиально-осевые гидротурбины в изготовлении дешевле, а в эксплуатации надежнее и проще поворотнлопастных гидротурбин.

В свою очередь, конструкция генератора, входящего в состав гидроагрегата, определяется скоростью вращения, нагрузкой на подшипник, типом возбуждения и системой охлаждения обмотки статора и ротора. Более быстроходные генераторы делаются, как правило, подвесными с двумя направляющими подшипниками, а генераторы тихоходные — зонтными с двумя или одним направляющим подшипником с расположением опоры подшипника на специальной нижней крестовине или на крышке турбины. Расположение подшипника на крышке турбины и применение ионного возбуждения позволили значительно сократить высоту агрегата, что дало возможность отказаться от вала генератора. В этом случае центральная втулка ротора соединяется непосредственно с валом турбины.

Выбор той или иной компоновки требует в каждом отдельном случае сугубо индивидуального подхода, в частности, учета всех возможных преимуществ и недостатков того или другого типа гидротурбин и генераторов, обусловленных водным режимом, работой агрегата в системе и т.п.

Б. КОМПОНОВКИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

В связи с тем, что изготовление гидроагрегатов больших габаритов в горизонтальном исполнении сопряжено с большими трудностями из-за необходимости в этом случае иметь многократные усиления, а следовательно, и утяжеление их отдельных узлов, крупные мощные гидроагрегаты в большинстве случаев делаются вертикальными. Одним из примеров компоновки вертикального гидроагрегата может служить объединение в едином агрегате радиально-осевой гидротурбины и подвесного гидроге-

2-3. UNIT LAYOUT

A. BASIC CONDITIONS GOVERNING THE SELECTION UNIT LAYOUT

When designing hydropower units of a given capacity one should take into account not only the value of heads to be utilized but some other conditions including the fact that adjustable-blade turbines having dimensions similar to other types of hydraulic turbines are characterized by higher unit discharge and higher efficiency when operating within a wide range of heads and loads. It should be also taken into consideration that the radial-axial turbines require a deep setting of draft tubes for even running of the unit, which raises the cost of construction. On the other hand, it should be noted that the radial-axial hydraulic turbines are cheaper in manufacture and more dependable and easier in operation than the adjustable-blade turbines.

The design of the generator, which is an integral part of the unit, is determined by speed, load on the thrust bearing, type of excitation, and cooling system of the stator and rotor windings. As a rule, high-speed generators are of the suspended type with two guide bearings and low-speed generators are of the umbrella-type with two or one guide bearings and with the thrust bearings support located on the lower bracket or on the headcover. The location of the thrust bearing on the headcover and the use of electronic excitation make it possible to reduce considerably the height of the unit and so to dispense with the generator shaft. When this is the case, the rotor hub is coupled directly with the turbine shaft.

The selection of layout requires an individual approach to the matter in each particular case with due regard for advantages and disadvantages of this or that type of turbines and generators caused by water regime, operation of the unit, etc.

B. LAYOUT OF VERTICAL UNITS

As manufacture of large-sized horizontal hydropower units entails great difficulties associated with the required repeated reinforcement resulting in an increase in the weight of separate parts, large hydraulic units are made vertical in most cases. One of the examples of layout of a vertical unit is a combination of a radial-axial turbine and a generator of the suspended type with the thrust bearing on the upper bracket (Fig. 10).

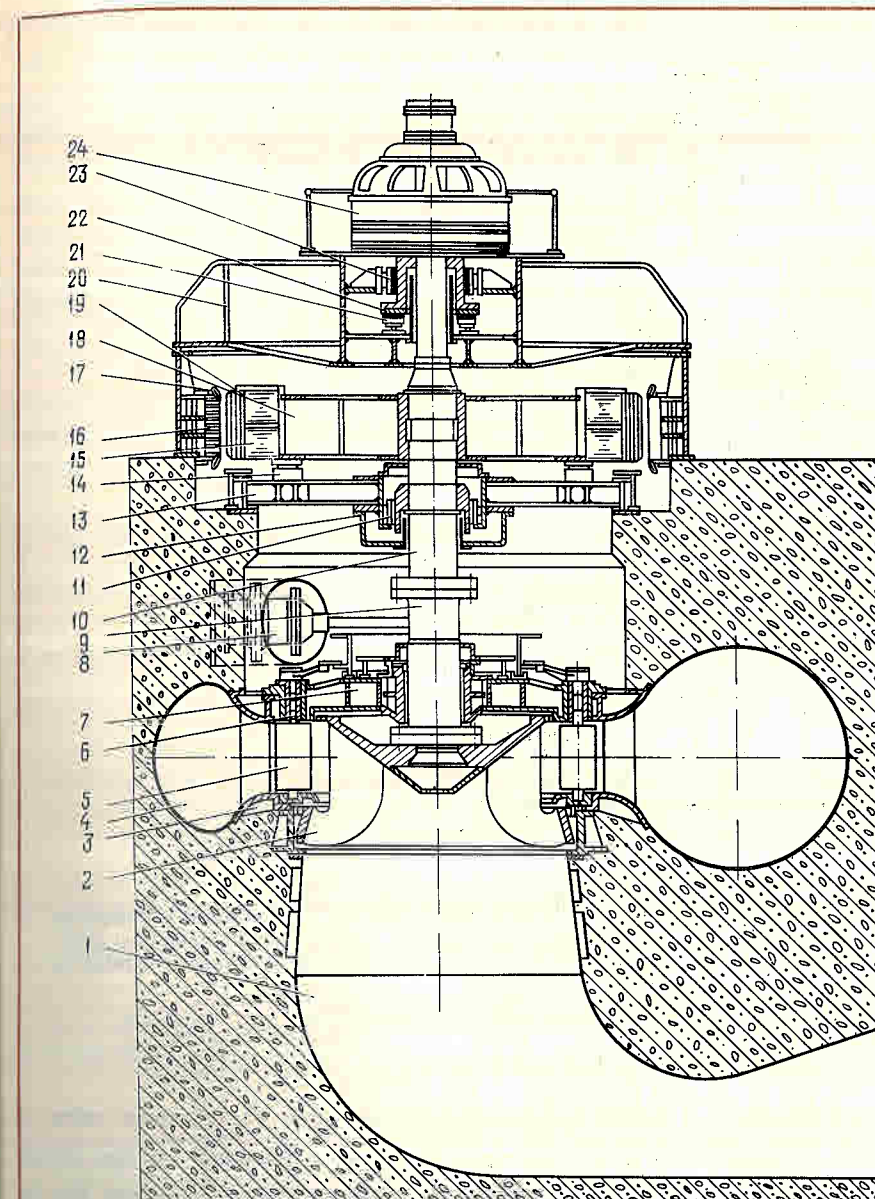


Рис. 10. Вертикальный гидроагрегат с радиально-осевой гидротурбиной и подвесным гидрогенератором:

1 — отсасывающая труба; 2 — рабочее колесо гидротурбины; 3 — статор гидротурбины; 4 — спиральная камера; 5 — лопатка направляющего аппарата; 6 — турбинный подшипник; 7 — крышка гидротурбины; 8 — сервомотор направляющего аппарата; 9 — вал гидротурбины; 10 — вал гидрогенератора; 11 — нижний гидрогенераторный подшипник; 12 — ванна подшипника; 13 — нижняя крестовина гидрогенератора; 14 — тормоза гидрогенератора; 15 — обод ротора гидрогенератора; 16 — сердечник статора гидрогенератора; 17 — обмотка статора гидрогенератора; 18 — осто́в ротора; 19 — полюсы ротора; 20 — верхняя крестовина; 21 — сегменты подшипника; 22 — диск подшипника; 23 — верхний направляющий подшипник гидрогенератора; 24 — возбуждатель гидрогенератора

Fig. 10. Vertical hydropower unit with radial-axial turbine and overhung hydro-generator:

1 — draft tube; 2 — runner; 3 — stay ring; 4 — scroll case; 5 — guide vane; 6 — turbine bearing; 7 — head-cover; 8 — wicket gate servomotor; 9 — turbine shaft; 10 — generator shaft; 11 — lower generator bearing; 12 — bearing oil bath; 13 — generator lower bracket; 14 — generator brakes; 15 — generator rotor rim; 16 — stator core; 17 — stator winding; 18 — rotor spider; 19 — rotor poles; 20 — upper bracket; 21 — thrust bearing segments; 22 — thrust bearing runner; 23 — generator upper guide bearing; 24 — generator exciter

нератора, имеющего подшипник на верхней крестовине (рис. 10).

Другим примером компоновки вертикального гидроагрегата может служить агрегат Красноярской ГЭС, состоящий из радиально-осевой гидротурбины и зонтного генератора с подшипником, расположенным на специальной опоре, установленной на крышке турбины (рис. 11).

Вертикальные гидроагрегаты, устанавливаемые на высоконапорных гидроэлектростанциях с напором 250—300 м, обычно комплектуются из радиально-осевой гидротурбины, имеющей холостой выпуск, и подвесного генератора с двумя направляющими

Another example is the layout of the vertical hydropower unit of the Krasnoyarskaya hydroelectric power plant which consists of a radial-axial turbine and a generator of the umbrella-type with the thrust bearing placed on a special support mounted on the headcover (Fig. 11).

Vertical hydropower units installed at high-head hydroelectric power plants with a head ranging from 250 to 300 m are usually composed of a radial-axial turbine with a relief valve and a generator of the suspended type with two guide bearings located on the

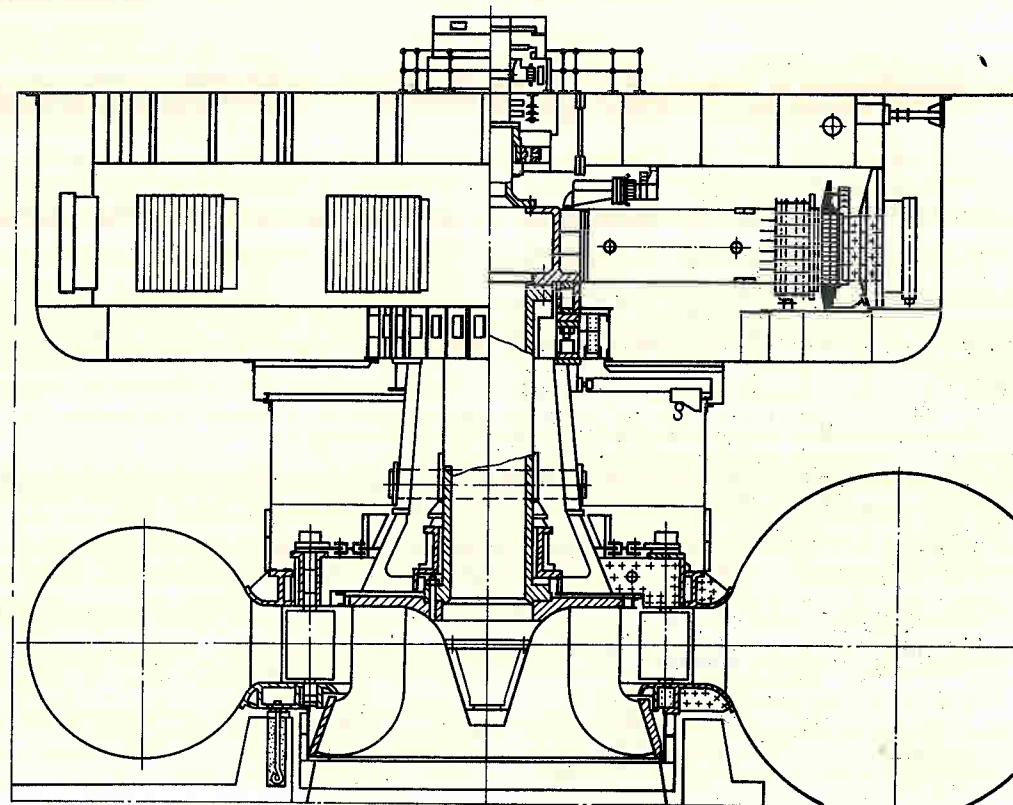


Рис. 11. Вертикальный гидроагрегат мощностью 500 тыс. кВт с радиально-осевой гидротурбиной и зонтичным гидрогенератором с подпятником, расположенным на крышке турбины (Красноярская ГЭС)

Fig. 11. Vertical hydropower unit of 500 thsnd kW capacity with radial-axial hydraulic turbine and umbrella-type generator mounted on headcover (Krasnoyarskaya hydroelectric power plant)

подшипниками, расположенными на верхней и нижней крестовинах (рис. 12). Холостой выпуск у таких гидротурбин представляет собой предохранительное устройство, устанавливаемое на спиральной камере. Оно при изменении режимов работы гидроагрегата предотвращает повышение давления в спиральной камере выше допустимых значений.

Гидроагрегаты вертикального исполнения, в состав которых входят поворотно-лопастные гидротурбины, обычно komponуются с зонтичными генераторами, так как эти агрегаты устанавливаются на ГЭС с низкими и средними напорами (рис. 13).

За последние годы в компоновку вертикальных гидроагрегатов стали входить диагональные гидротурбины. Они устанавливаются как на ГЭС, так и на ГАЭС.

В СССР, по предложению В. С. Квятковского, один такой опытный гидроагрегат мощностью 77 тыс. кВт установлен на Бухтарминской ГЭС (рис. 14). Данные эксплуатации свидетельствуют о перспективности таких турбин. В настоящее время 7 турбин такого типа единичной мощностью по 215 тыс. кВт при напоре, равном 78,5 м, устанавливаются на Зейской ГЭС.

upper and lower brackets (Fig. 12). A relief valve is a pressure regulating device installed on the scroll case. This device functions to prevent pressure rise in the scroll case above the permissible values when operating conditions of the unit change.

Vertical hydropower units comprising adjustable-blade turbines are usually arranged with umbrella type generators because these units are installed at hydroelectric power plants under low and medium heads (Fig. 13).

In recent years diagonal-flow hydraulic turbines have entered into the layout of vertical units. They are installed at conventional hydroelectric power plants and at pumped storage plants.

In the USSR, at the suggestion of V.S. Kvjatkovsky, one experimental unit of such a type of 77 kW capacity was installed at the Bukhtarminskaya hydroelectric plant (Fig. 14). The results of operation hold much promise. At present, seven turbines of this type of 215 thsnd kW each with a head of 78.5 m are being installed at the Zeiskay hydroelectric power plant.

Радиально-осевые, поворотно-лопастные и диагональные гидротурбины, входящие в состав гидроагрегатов, показанных на рис. 10, 14, относятся к реактивному типу, в которых используется главным образом энергия давления, соответствующая разности давления перед рабочим колесом гидротурбины и за ним. Строго говоря, они не являются чисто реактивными, так как в них частично используется и кинетическая энергия потока воды на входе и выходе из рабочего колеса.

Рабочее колесо реактивной гидротурбины и все соединенные с ним вращающиеся части гидроагрегата приводятся во вращательное движение воздействием реактивного давления потока воды на рабо-

Radial-axial, adjustable-blade and diagonal-flow turbines shown in Figs 10, 14 are reaction type turbines using primarily the energy of pressure corresponding to pressure differential before and behind the runner. Strictly speaking, they are not purely reaction turbines because the kinetic energy of the water flow is partially used in them too at the inlet and outlet of the runner.

The runner of the reaction hydraulic turbine and all the rotating parts of the unit connected to it are set into rotation under the effect of the reaction pressure of water flow exerted on the runner and the pressure due to the deflection of the flow. In the process, the

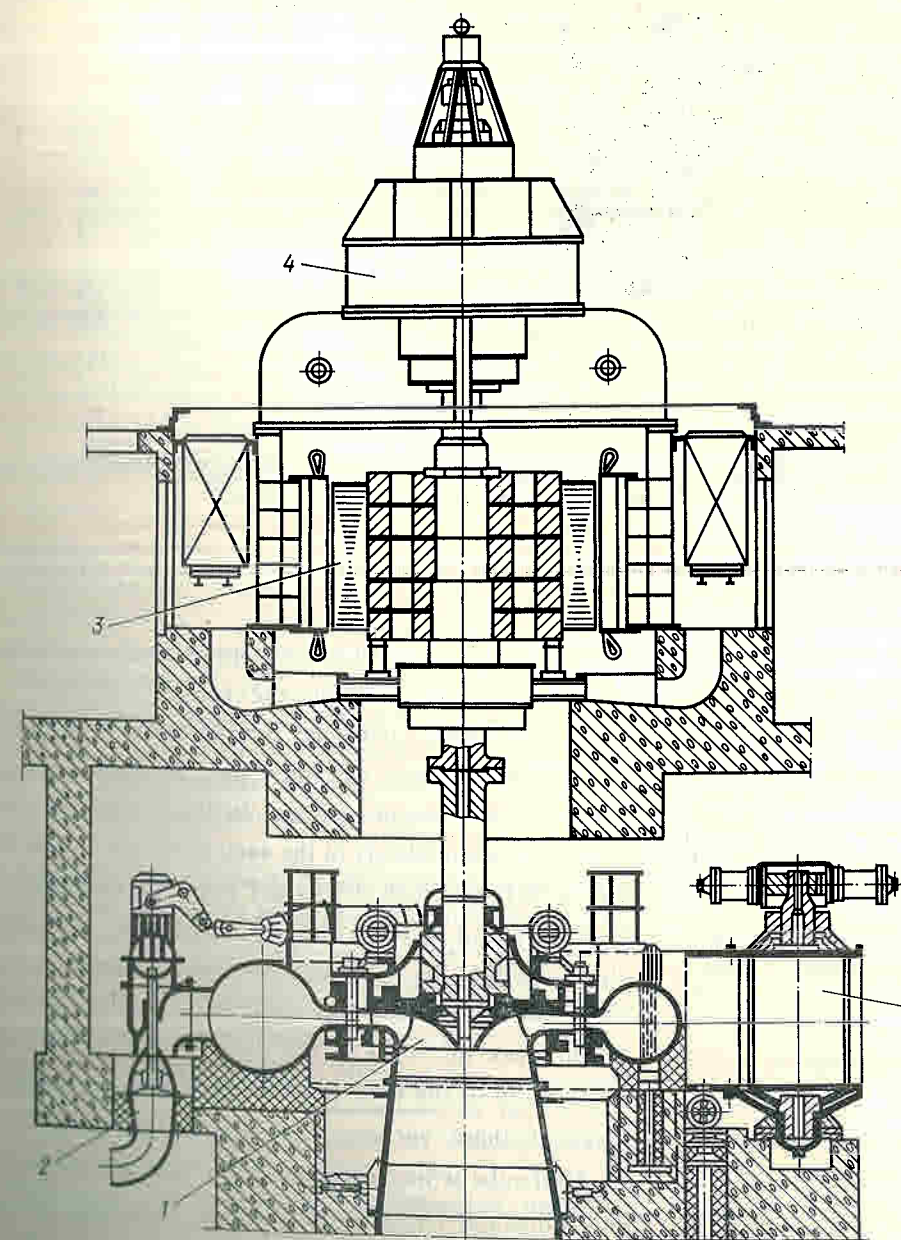


Рис. 12. Гидроагрегат с радиально-осевой гидротурбиной, имеющей холостой выпуск и шаровой затвор: 1 — рабочее колесо гидротурбины; 2 — холостой выпуск (регулятор давления); 3 — гидрогенератор; 4 — возбуждатель гидрогенератора; 5 — шаровой затвор

Fig. 12. Hydropower unit with radial-axial incorporating pressure regulator and spherical valve: 1 — turbine runner; 2 — relief valve (pressure regulator); 3 — hydrogenerator; 4 — generator exciter; 5 — spherical valve

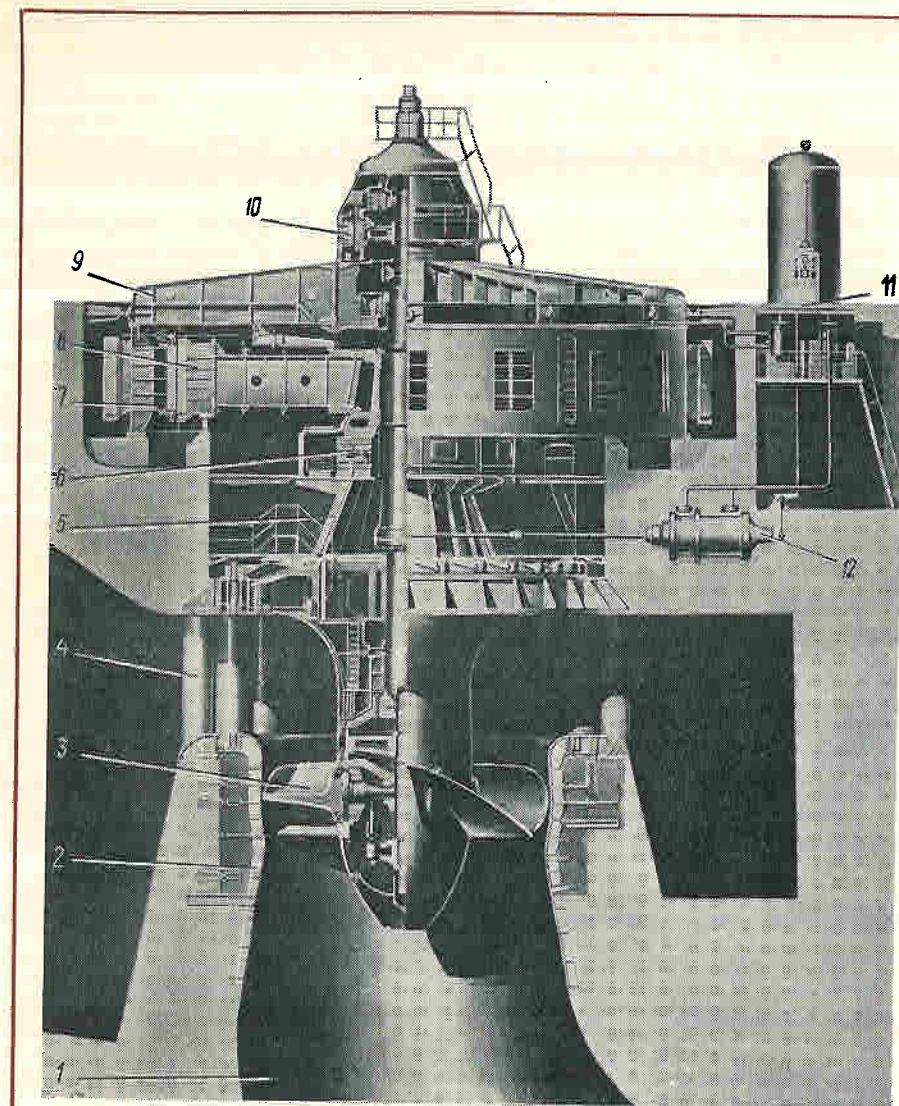


Рис. 13. Гидроагрегат с поворотной-лопастной гидротурбиной и зонтичным гидрогенератором с опорой пяты на крышке гидротурбины (Волжская ГЭС имени В. И. Ленина):

1 — отсасывающая труба; 2 — камера рабочего колеса гидротурбины; 3 — рабочее колесо гидротурбины; 4 — статор гидротурбины; 5 — опора подпятника; 6 — подпятник; 7 — статор гидрогенератора; 8 — ротор гидрогенератора; 9 — верхняя крестовина гидрогенератора; 10 — возбуждатель гидрогенератора; 11 — регулятор скорости вращения гидротурбины; 12 — сервомотор направляющего аппарата

Fig. 13. Hydropower unit with adjustable-blade turbine and umbrella-type generator resting on headcover (Volzhskaya hydroelectric power plant named after V.I. Lenin):

1 — draft tube; 2 — runner chamber; 3 — turbine runner; 4 — stay ring; 5 — thrust bearing support; 6 — thrust bearing; 7 — generator stator; 8 — generator rotor; 9 — generator upper bracket; 10 — generator exciter; 11 — turbine speed governor; 12 — wicket gate servomotor

чье колесо и давления, полученного за счет отклонения потока. Вращение происходит при этом в сторону, обратную отклонению воды, проходящей через рабочее колесо.

У радиально-осевой гидротурбины поток воды подводится к лопастям рабочего колеса по спиральным линиям, расположенным в перпендикулярных к оси вращения плоскостях. В рабочем колесе поток почти полностью выправляется в осевое направление и уходит в отсасывающую трубу, которая отводит его в НБ. Особенностью радиально-осевых гидротурбин является то, что потоки воды, выходящие с лопаток рабочего колеса, проносясь по отсасывающей трубе, образуют вихревые жгуты, которые разрушают стенки этой трубы и порождают вибрацию гидроагрегата. Чтобы ослабить вредное действие этих жгутов, строительную высоту отсасывающей трубы делают на 35% больше, чем при использовании поворотной-лопастных гидротурбин, что, конечно, сопряжено с дополнительными затра-

runner rotates in the direction opposing the deflection of water passing through the runner.

In radial-axial hydraulic turbine water is supplied to the runner blades via spiral lines located in planes normal to the axis of rotation. In the runner the flow is led almost completely in the axial direction and enters the draft tube which discharges it to the downstream reach. One of peculiarities of radial-axial hydraulic turbines is that the water flow leaving the runner blades and rushing through the draft tube forms vortices which break the walls of the draft tube and give rise to vibration of the unit. In order to reduce the adverse effect of these vortices, the construction height of the draft tube is increased by 35 per cent as compared with adjustable-blade turbines which, naturally, involves additional expenses. Hydropower units with radial-axial turbines enjoy overall reknown due to simple

тами. Благодаря простоте конструкций, надежности и эксплуатации и сравнительно высокому к.п.д. гидроагрегаты с радиально-осевыми гидротурбинами получили широкое распространение. Их устанавливают на гидростанциях с различными напорами (от 20 до 500 м) с единичной мощностью до 500 тыс. кВт и выше.

Поворотной-лопастные гидротурбины характеризуются тем, что поток воды, выходящий из направляющего аппарата, выправляется из радиального в осевое направление и осевым движением попадает на лопасти рабочего колеса, расположенные несколько ниже направляющего аппарата гидротурбины. Такие гидротурбины, обладая большими размерами и мощностью, устанавливаются на гидроэлектростанциях с напором до 80 м. Так, мощность гидротурбин, установленных на ГЭС Джердап — «Железные ворота» и устанавливаемых на ГЭС Собрадинья (Бразилия), изготовленных ЛМЗ, имеют единичную мощность 178 тыс. кВт при диаметре рабочих колес 9,5 м.

design, dependability of operation and relatively high efficiency. These turbines are installed at hydroelectric power plants with different heads (from 20 to 500 m) and unit capacity up to 500 thsnd kW and higher still.

Adjustable-blade turbines are characterized in that the flow of water leaving the wicket gate mechanism is led from the radial to the axial direction and through axial motion falls on the blades of the runner located somewhat lower than the wicket gate. These turbines are large-sized and powerful and are installed at hydroelectric stations with a head of up to 80 m. For instance, the capacity of the turbines installed at the Jerdap — «Iron gate» hydroelectric power plant and those at the Sobradinho (Brazil) plant (manufactured by the Leningrad Steel Works) is 178 thsnd kW each with 9.5 m runner diameter.

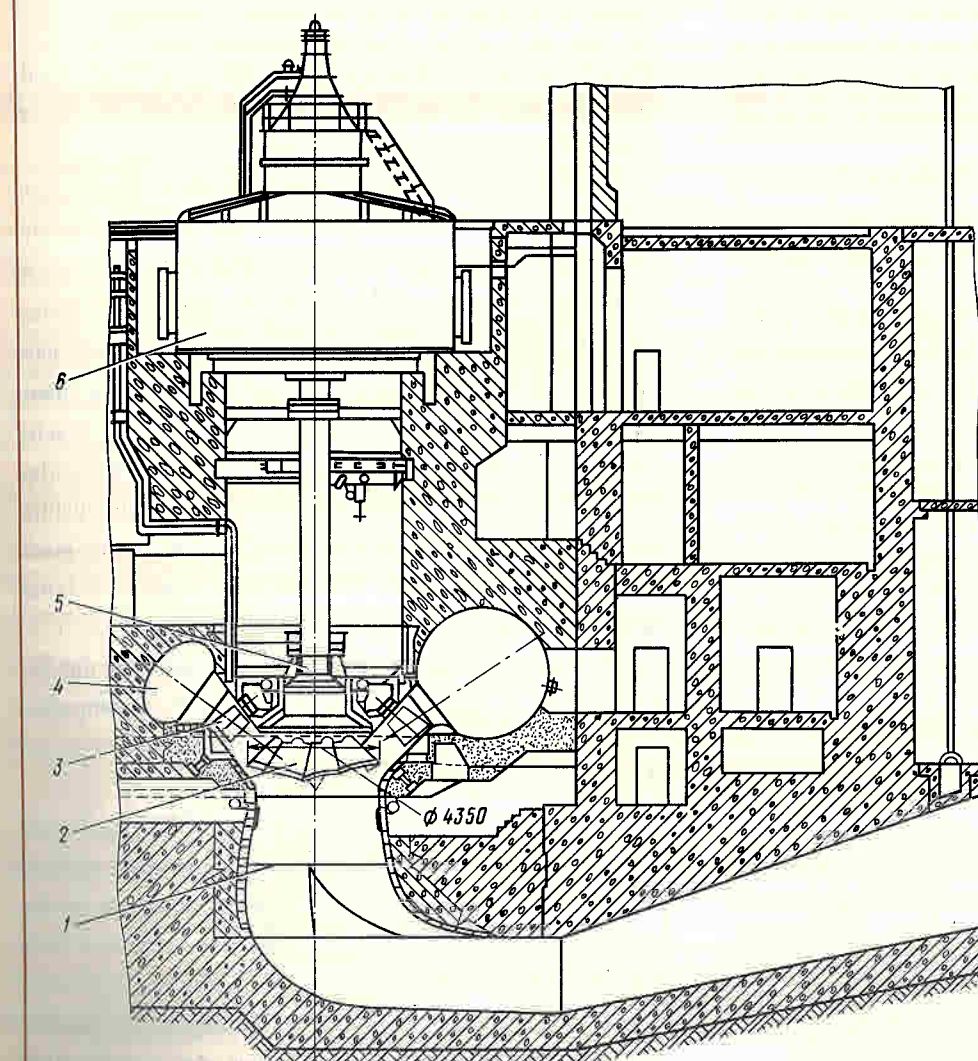


Рис. 14. Вертикальный гидроагрегат мощностью 77 тыс. кВт с диагональной гидротурбиной (Бухтарминская ГЭС):

1 — отсасывающая труба; 2 — лопасти рабочего колеса; 3 — лопатки направляющего аппарата; 4 — спиральная камера; 5 — вал турбины; 6 — генератор

Fig. 14. Vertical hydropower unit of 77 thsnd kW capacity with diagonal-flow turbine (Bukhtarminskaya hydroelectric power plant):

1 — draft tube; 2 — runner blades; 3 — guide vanes; 4 — scroll case; 5 — turbine shaft; 6 — generator

Число лопастей рабочего колеса у гидротурбин этого типа обычно бывает равным 4, 5, 6, 7 и 8. В гидротурбинах низких напоров иногда применяют трехлопастные рабочие колеса. Число лопастей тем больше, чем выше напор, использовать который должна гидротурбина.

У поворотно-лопастной гидротурбины лопасти в процессе работы поворачиваются по отношению к втулке рабочего колеса на определенный угол в зависимости от режима работы. Механизм поворота лопастей рабочего колеса связан через органы регулирования с механизмом открытия направляющего аппарата. Таким образом, при изменении величины открытия направляющего аппарата, обусловливаемом изменением мощности агрегата, автоматически изменяется и угол установки лопастей рабочего колеса, причем строго на ту величину, которая необходима для получения наибольшего к.п.д. гидротурбины и для обеспечения спокойного режима ее работы при данной величине открытия направляющего аппарата, соответствующей определенному расходу воды.

Усилия к механизму поворота лопастей рабочего колеса передаются от сервомотора, приводимого в действие маслом, подаваемым от маслонапорной установки под давлением 20—40 кгс/см².

Поворотно-лопастные гидротурбины обладают рядом преимуществ по сравнению с радиально-осевыми, в частности, более спокойным движением потока воды по лопастям рабочего колеса. Это обеспечивается тем, что лопасти в зависимости от величины открытия направляющего аппарата устанавливаются на оптимальный для этого режима угол. Последнее обстоятельство благоприятствует безударному входу воды на лопасти рабочего колеса. В этих гидротурбинах нет тех значительных вихревых жгутов, которые свойственны радиально-осевым гидротурбинам и приводят к вибрациям и разрушениям элементов проточной части.

Преимуществом поворотно-лопастных гидротурбин перед радиально-осевыми является и более высокий к.п.д. особенно при работе на низких и переменных по величине напорах, что объясняется опять-таки возможностью изменять у поворотно-лопастных гидротурбин разворот лопастей рабочего колеса в зависимости от открытия направляющего аппарата, сохраняя при этом более высокий к.п.д., тогда как у радиально-осевых гидротурбин лопасти рабочего колеса неподвижны.

Кроме того, поворотно-лопастные гидротурбины быстрее радиально-осевых. Это позволяет при тех же напорах иметь на ГЭС гидротурбины с большей скоростью вращения, а при тех же габаритах гидротурбин — больший приведенный расход и мощность.

Разновидностью поворотно-лопастной гидротурбины является двухперовая гидротурбина, отлича-

тельная особенность которой сводится к тому, что у нее на каждом фланце рабочего колеса размещены не одна, а две лопасти. В силу этого при том же количестве лопастей увеличивается пропускная способность рабочего колеса, что положительно влияет на кавитационные свойства гидротурбины и продвигает этот тип турбины в диапазон наибольших напоров при увеличении ее мощности при этих же габаритах рабочего колеса.

Диагональные турбины (рис. 15) представляют собой нечто среднее между поворотно-лопастными и радиально-осевыми гидротурбинами. Лопатки их рабочего колеса расположены диагонально и с

тремя особенностями: во-первых, они имеют форму, близкую к форме лопастей радиально-осевых турбин, во-вторых, они устанавливаются на угол, отличный от угла установки лопастей поворотно-лопастных турбин, и, в-третьих, они имеют по два лопастных фланца на каждом рабочем колесе.

В этом типе турбин число лопастей обычно равно 4, 5, 6, 7 и 8. Иногда в низконапорных гидротурбинах применяется трехлопастный бегунок. Число лопастей варьируется непосредственно с напором на турбине. Лопасти регулируемых гидротурбин вращаются в процессе работы (относительно бегунка) на определенный угол в зависимости от условий работы. Механизм работы лопастей связан через органы управления с механизмом открытия направляющего аппарата. Таким образом, при изменении величины открытия направляющего аппарата, обусловливаемом изменением мощности агрегата, автоматически изменяется и угол установки лопастей рабочего колеса, причем строго на ту величину, которая необходима для получения наибольшего к.п.д. гидротурбины и для обеспечения спокойного режима ее работы при данной величине открытия направляющего аппарата, соответствующей определенному расходу воды.

Силы передаются на механизм работы лопастей от сервомотора, работающего на масле, подаваемом от маслонапорной установки под давлением 20—40 кгс/см². Одним из преимуществ регулируемых гидротурбин перед радиально-осевыми является более равномерное движение воды по лопасти бегунка. Это достигается оптимальным углом установки, соответствующим степени открытия направляющего аппарата. Это способствует безударному входу воды в лопасти бегунка. В этом типе гидротурбин не наблюдаются вихри, характерные для радиально-осевых турбин, что приводит к вибрации и разрушению элементов проточной части.

Другим преимуществом регулируемых гидротурбин перед радиально-осевыми является более высокая эффективность, особенно при низком и переменном напоре, что достигается также изменением наклона лопастей бегунка в зависимости от открытия направляющего аппарата и в то же время поддержанием более высокой эффективности, тогда как лопасти в радиально-осевых турбинах фиксированы и неподвижны.

Помимо скорости регулируемых гидротурбин выше, чем у радиально-осевых. Это позволяет устанавливать высокооборотные турбины на гидроэлектростанциях и получать более высокие удельные расходы и мощность для одного размера турбин.

Одним из вариантов регулируемых гидротурбин является турбина с двумя лопастями, характеризующаяся тем,

каждая из которых имеет по две лопасти вместо одной, следовательно, с тем же числом лопастей увеличивается пропускная способность рабочего колеса, что положительно влияет на кавитационные свойства гидротурбины и продвигает этот тип турбины в диапазон наибольших напоров при увеличении ее мощности при этих же габаритах рабочего колеса.

Диагональные турбины (рис. 15) представляют собой нечто среднее между поворотно-лопастными и радиально-осевыми гидротурбинами. Лопатки их рабочего колеса расположены диагонально и с

каждая из которых имеет по две лопасти вместо одной, следовательно, с тем же числом лопастей увеличивается пропускная способность рабочего колеса, что положительно влияет на кавитационные свойства гидротурбины и продвигает этот тип турбины в диапазон наибольших напоров при увеличении ее мощности при этих же габаритах рабочего колеса.

Диагональные турбины (рис. 15) представляют собой нечто среднее между поворотно-лопастными и радиально-осевыми гидротурбинами. Лопатки их рабочего колеса расположены диагонально и с

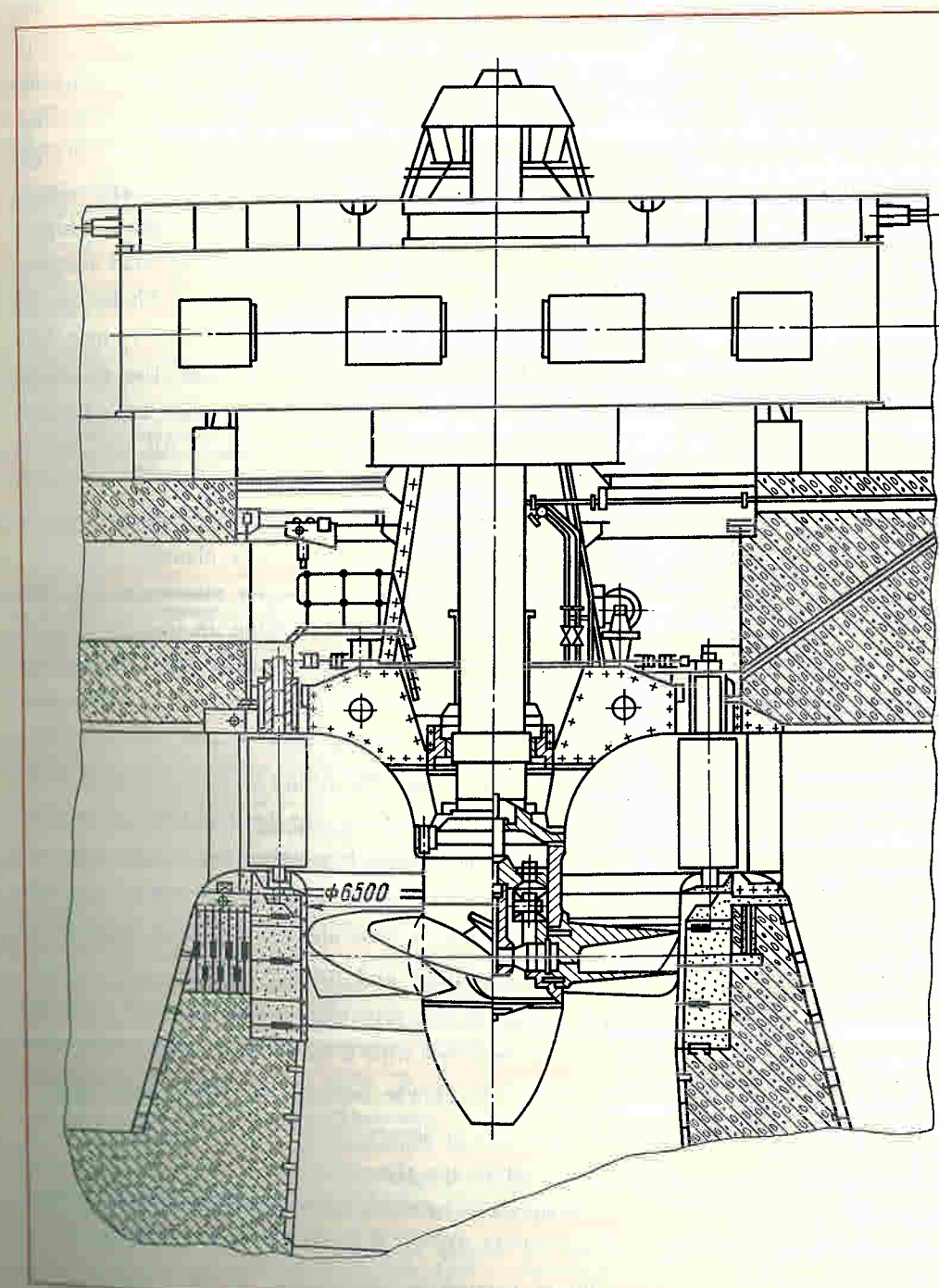


Рис. 15. Гидроагрегат с двухперовой поворотно-лопастной гидротурбиной и генератором зонтичного типа

Fig. 15. Hydropower unit with adjustable twin-blade turbine and umbrella-type generator

помощью рычажного механизма, размещенного во втулке, могут поворачиваться вокруг своей оси. Профиль лопастей рабочего колеса сделан так, что они своими наружными кромками сравнительно плотно прилегают к сферической поверхности камеры, а своими внутренними кромками — к сферической поверхности втулки рабочего колеса. Как определено исследованиями, а также испытаниями на моделях, поток воды в рабочих колесах диагональных гидротурбин аналогичен по характеру потоку воды в рабочих колесах быстроходных радиально-осевых гидротурбин, работающих при напорах от 50 до 120 м. В то же время в диагональных гидротурбинах созданы условия для более спокойного движения потока воды по лопастям рабочего колеса, что объясняется установкой их по аналогии с поворотно-лопастными гидротурбинами на выбранный оптимальный угол, соответствующий данной величине открытия направляющего аппарата. А это предотвращает образование вихревых жгутов.

Все преимущества поворотно-лопастных гидротурбин перед радиально-осевыми присущи и диагональным турбинам. То обстоятельство, что диагональные гидротурбины могут иметь большое число лопастей (12—14), позволяет продвинуть их в область более высоких напоров, что исключено для поворотно-лопастных гидротурбин, поскольку увеличение числа лопастей у последних приводит к резкому увеличению диаметра втулки рабочего колеса, а это намного снижает пропускаемый расход воды, уменьшает к.п.д., увеличивает гидравлические потери и ухудшает кавитационные свойства гидротурбин. Все сказанное о диагональных гидротурбинах свидетельствует о их высоких энергетических показателях, благодаря чему они могут найти себе широкое применение на ГЭС и ГАЭС.

Гидроагрегаты, устанавливаемые на высокие напоры, komponуются из ковшовой гидротурбины и подвешенного генератора (рис. 16). Гидротурбины такого типа делаются с одним, двумя и несколькими соплами, иглами и подводами воды. Вода из напорного трубопровода, пройдя через шаровой затвор, установленный перед гидротурбиной, поступает в коллектор, из которого распределяется по подводам к соплам; сопла направляют ее на рабочее колесо и тем приводят его во вращение. Число сопел зависит от мощности и напора и обычно составляет от одного до четырех. Рабочее колесо у этого типа гидротурбин, показанное на рис. 16, представляет собой обод, снабженный по периферии ковшами. Эти ковши отливаются либо вместе с ободом, либо отдельно от него. В последнем случае их прикрепляют к ободу с помощью болтов.

Круглая струя воды, подводимая к ковшам рабочего колеса из сопла, рассекается на две равные части ножами, расположенными в середине

the hub are free to rotate about their axis. The profile of the runner blades enables the outlet edge to contact the spherical surface of the chamber rather tight and allows the inlet edge to come in contact with the spherical surface of the runner hub. The studies and model tests have shown that the water flow in the runner of diagonal-flow hydraulic turbines is similar in nature to that of high-speed radial-axial turbines operating on heads from 50 to 120 m. At the same time, diagonal-flow hydraulic turbines afford favourable conditions for a smoother flow of water in the runner which is explained by the optimum angle of pitch to be in agreement with the given opening of the wicket gate which, in its turn, prevents formation of vortices.

All the advantages of adjustable-blade turbines over radial-axial ones are also typical of diagonal-flow turbines. The fact that diagonal-flow turbines may be provided with many blades (12—14) makes it possible to introduce them into the range of higher heads which is impossible for adjustable-blade turbines because an increase in the number of blades in the latter entails a drastic increase in the runner hub diameter which, in its turn, reduces the discharge and efficiency, raises hydraulic losses and impairs cavitation properties of the turbine. All this points to high-power generation characteristics of diagonal-flow turbines, so they will find wide application at hydroelectric and pumped storage plants.

High-head hydroelectric power plants are provided with hydropower units comprising an impulse turbine and a suspended type generator (Fig. 16). The turbines of this type are made with one, two or several nozzles, needles and water supply lines. Water from the penstock passes through the rotary valve installed in front of the turbine and enters into the manifold, wherefrom it is distributed through supply lines to the nozzles; the nozzles direct water against the runner and set the latter in motion. The number of nozzles depends on capacity and head and usually is from one to four. The runner of this type of hydraulic turbines (Fig. 16) is a rim provided with a set of buckets placed around the periphery. These buckets are cast either integral with the rim or separately and in the latter case they are bolted to the rim.

A round jet of water delivered to the runner buckets from the nozzle is divided into two equal parts by splitters located in the middle of the buckets. The

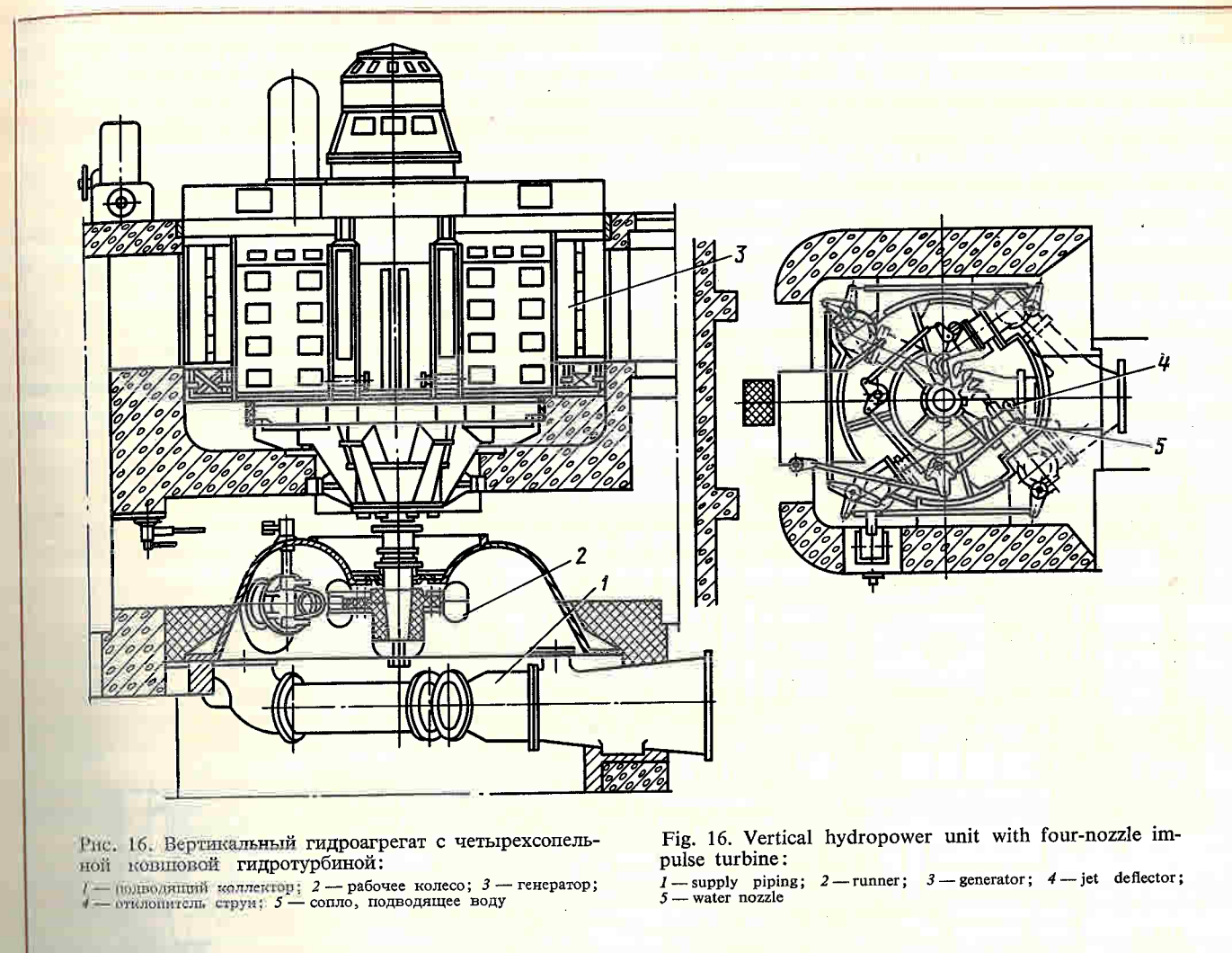


Рис. 16. Вертикальный гидроагрегат с четырехсопельной ковшовой гидротурбиной:
1 — подводящий коллектор; 2 — рабочее колесо; 3 — генератор;
4 — отклонитель струи; 5 — сопло, подводящее воду

Fig. 16. Vertical hydropower unit with four-nozzle impulse turbine:
1 — supply piping; 2 — runner; 3 — generator; 4 — jet deflector;
5 — water nozzle

ковшей. Назначение рассекающих ножей — уменьшить удар от подведенной струи. Каждая из рассеченных струй в половине ковша, имеющей форму эллипса, меняет свое направление на близкое к противоположному и отдает при этом ковшу свою кинетическую энергию. Потеряв значительную часть скорости, вода уходит в нижний бьеф.

Регулирование количества поступающей на рабочее колесо воды, а следовательно, и регулирование мощности производится автоматически — воздействием регулятора скорости вращения на иглу сопла, которая либо приоткрывает, либо прикрывает имеющееся в нем отверстие. Время, затрачиваемое на закрытие и открытие иглы отверстия в сопле при изменении нагрузки, обусловлено допустимым давлением в трубопроводе. Для быстрой остановки гидроагрегата используют отклонитель струи, который, врежаясь в струю, отклоняет ее от ковшей. Для торможения применяют специальные малые сопла, струи от которых направляются в тыльную часть ковшей. Гидроагрегаты с такими гидротурбинами обычно устанавливают на ГЭС, имеющих напор более 200 м. На ГЭС малой мощности их

purpose of the splitters is to cushion the blow of the delivered jet of water. Each of the split jets in the elliptical bucket almost reverses its direction and returns its kinetic energy to the bucket. The water jet loses a greater part of its velocity and is discharged to the downstream pool.

The amount of water delivered to the runner and power generated there of are controlled automatically by a speed governor which acts on the nozzle needle to open or close the orifice. The time required for the needle to close and open the orifice in the nozzle at variations of the load is determined by the permissible pressure in the piping. For quick shutdown of the units a jet deflector is used which cuts into the jet and deflects it from the buckets. For braking the unit special small nozzles are provided to direct the jet to the rear side of the buckets. Hydropower units equipped with such turbines are usually installed at hydroelectric power plants operating on heads higher than 200 m. At hydroelectric plants of smaller capacity they are some-

ставят иногда и на меньшие напоры (70—100 м). Наибольший напор, на который установлены такие гидротурбины, составляет 1768 м (Австрия, ГЭС „Рейсбек“, изготовитель „Шармил“).

times installed for smaller heads (70—100 m). The maximum head employed for this type of hydraulic turbines is 1768 m at "Reisseck" hydroelectric plant in Austria.

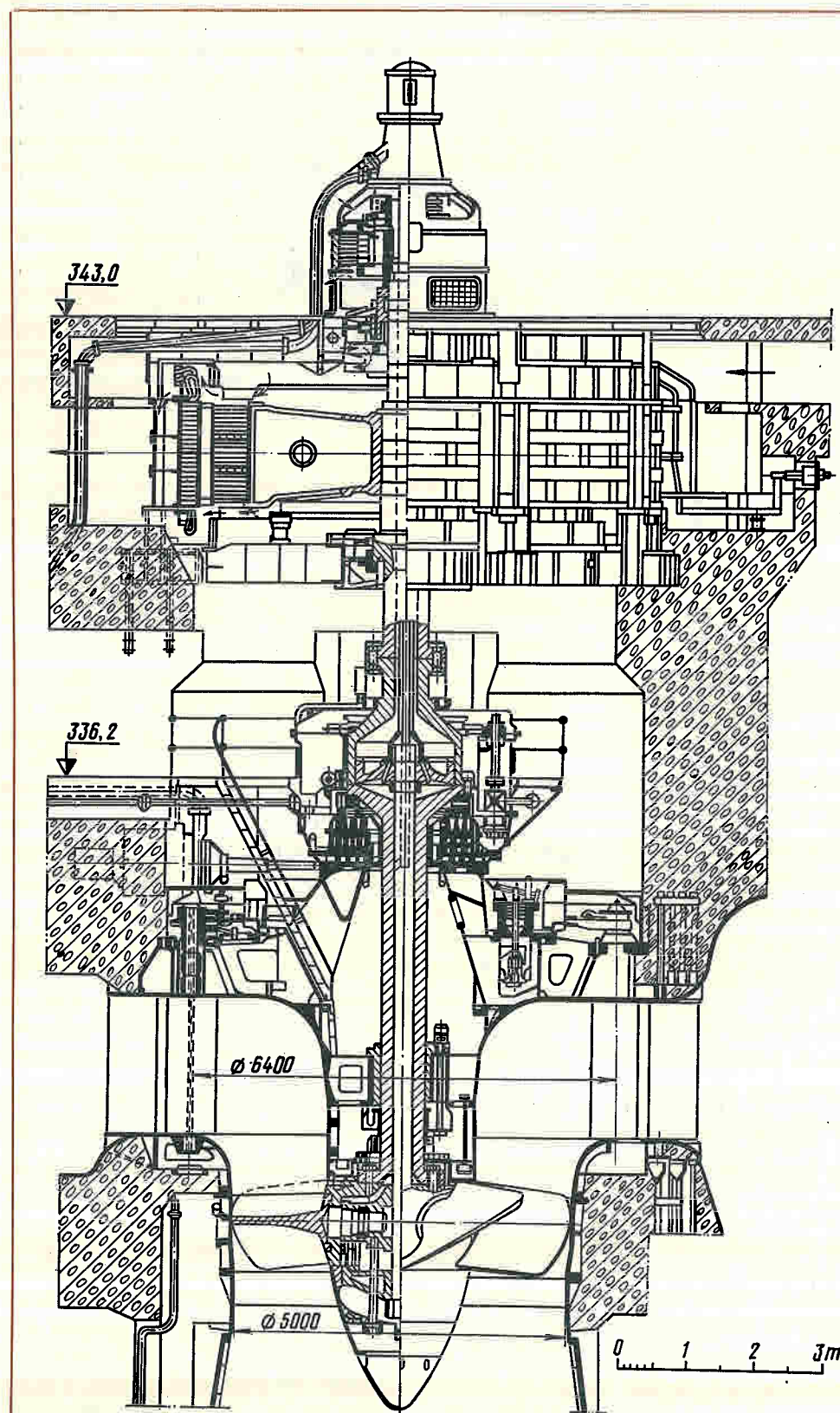


Рис. 17. Вертикальный гидроагрегат с расположением сервомотора рабочего колеса во фланцевом соединении и подпятника на крышке турбины

Fig. 17. Vertical hydropower unit with servomotor in flanged joint and thrust bearing on headcover

В. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ УЗЛОВ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Каждый из типов гидротурбины и гидрогенераторов, входящих в состав вертикального агрегата, имеет также несколько конструктивных исполнений. Так, например, у поворотно-лопастных гидротурбин сервомотор рабочего колеса может быть расположен во втулке рабочего колеса (рис. 13), во фланцевом соединении валов турбины и генератора (рис. 17) или во втулке ротора (рис. 18). У гидрогенератора подвесного и зонтичного типов направляющие подшипники, которые направляют вал и воспринимают радиальные усилия от вращающегося ротора, вызы-

С. MECHANICAL DESIGN OF VERTICAL HYDROPOWER UNITS

Each type of turbines and generators incorporated in a vertical unit is available of several design versions. For instance, in adjustable-blade hydraulic turbines a servomotor may be positioned in the runner hub (Fig. 13), in the flanged joint of the turbine and generator shafts (Fig. 17), or in the rotor hub (Fig. 18). In hydrogenerators of the suspended and umbrella-type the guide bearings which guide the shaft and take radial forces from the rotor due to mechanical, elec-

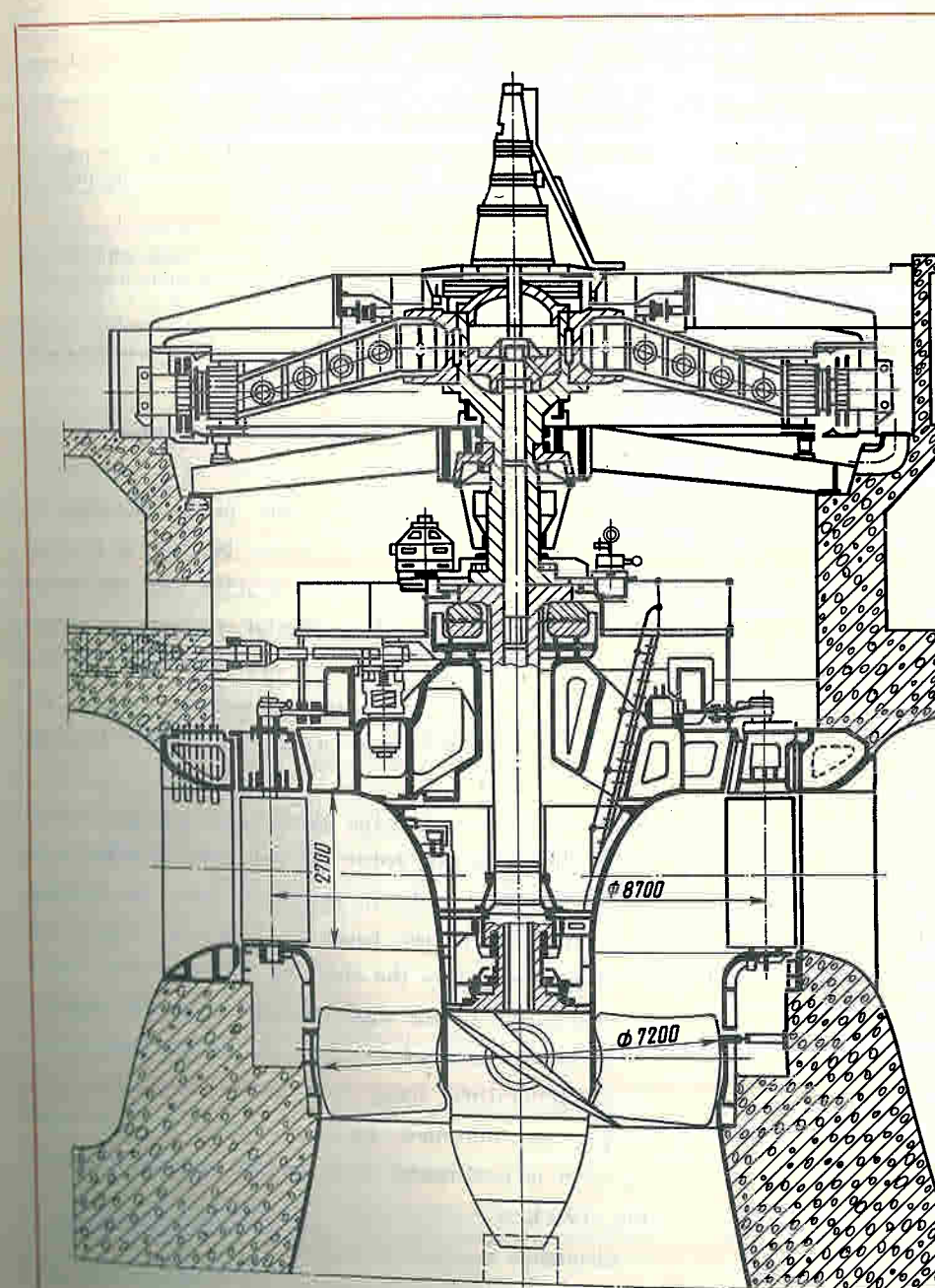


Рис. 18. Вертикальный гидроагрегат с расположением сервомотора рабочего колеса во втулке ротора и подпятником на крышке турбины

Fig. 18. Vertical hydropower unit with servomotor in rotor hub and thrust bearing on headcover

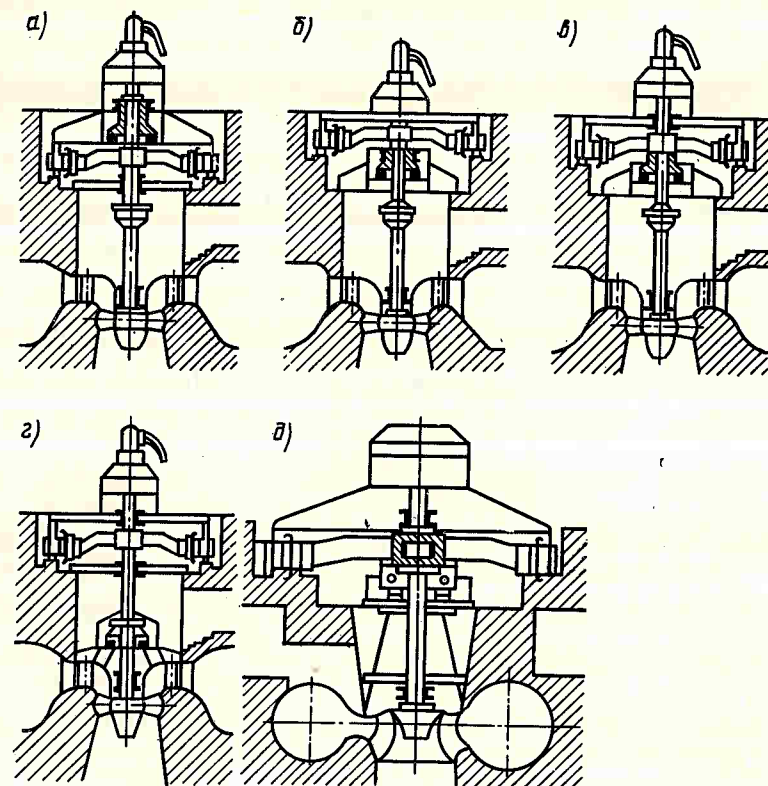


Рис. 19. Компонировки гидроагрегатов с различным расположением направляющих подшипников гидрогенератора

Fig. 19. Layout of hydropower units with different arrangement of generator guide bearings

ваемые всегда имеющимся механическим, электрическим и гидравлическим небалансом гидроагрегата, расположены на различных уровнях. Один из вариантов подвешенного гидроагрегата с двумя направляющими подшипниками представлен на рис. 19, а. Один из подшипников расположен над ротором, на верхней крестовине, а другой — под ротором, на специальной опорно-распорной конструкции. Два других варианта компоновки представлены зонтичными гидрогенераторами с опорой подшипника на нижней крестовине и одним направляющим подшипником (рис. 19, б и в).

В первом случае направляющий подшипник расположен под ротором гидрогенератора на нижней крестовине и направляет втулку ротора; во втором случае подшипник установлен над ротором на специальной опорно-распорной конструкции и направляет вал гидрогенератора. Существуют зонтичные гидрогенераторы с опорой подшипника, расположенной на крышке гидротурбины, которые имеют два направляющих подшипника. Один из них установлен на верхней крестовине, а второй — на специальной опорно-распорной конструкции (рис. 19, г).

Применение ионного возбуждения позволило значительно сократить длину вала агрегата, что сделало возможным отказаться вообще от вала генератора. В этом случае вал турбины крепится непосредственно ко втулке ротора (рис 19, д).

trical and hydraulic unbalance are arranged at different levels. One of the versions of a suspended type hydrogenerator with two guide bearings is shown in Fig. 19 a. One of the bearings is located above the rotor on the upper bracket and the other is under the rotor on a special supporting structure. The other two versions are presented by the umbrella-type with the thrust bearing resting on the lower bracket and with one guide bearing (Fig. 19, б and в).

In the former case, the guide bearing is positioned under the generator rotor on the lower bracket and directs the rotor hub; in the latter case, the bearing is installed above the rotor on a special supporting structure and guides the shaft of the generator. There are generators of the umbrella-type with the support of the thrust bearing located on the turbine headcover. These generators have two guide bearings. One bearing is mounted on the upper bracket and the other is positioned on a special support structure (Fig. 19 г).

Electronic excitation makes it possible to greatly reduce the unit shaft length or to dispense with the generator shaft. In this case, the turbine shaft

Ротор гидрогенератора, представляющий собой маховик со спицами, на наружной окружности которого расположены полюсы с обмоткой постоянного тока, также может иметь различное конструктивное исполнение. В частности, имеются роторы гидрогенераторов с прямыми, радиально расположенными спицами, которые при работе испытывают только растягивающие усилия (см. рис. 13). Но есть роторы с изогнутыми спицами, которые испытывают во время работы на своих нижних и верхних полках растягивающие и сжимающие усилия (рис. 18).

Г. КОМПОНОВКИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

В разделе Б настоящего параграфа было отмечено, что крупные гидроагрегаты обычно делаются вертикальными, однако имеют место случаи установки на ГЭС весьма крупных гидроагрегатов в горизонтальном исполнении с единичной мощностью более 100 тыс. кВт при скорости вращения более 1000 об/мин (рис. 20 и 21).

За последнее время как за рубежом (особенно во Франции), так и в СССР начали широко применяться горизонтальные полупрямоточные гидроагрегаты капсульного (бульбового) типа (рис. 22 и 23). Особенности таких агрегатов сводятся к тому, что у

is mounted directly in the rotor hub (Fig. 19, д).

The generator rotor is a flywheel with arms carrying over the outer periphery poles with a d.c. winding. This rotor is available of several design versions too. In particular, there are generator rotors with straight radial arms which take in operation only tensile forces (Fig. 13). There are also rotors with curved arms which are subject to tension and compression in the upper and lower flanges (Fig. 18).

D. LAYOUT OF HORIZONTAL HYDROPOWER UNITS

Subsection B of this Section states that large hydropower units are usually made vertical. Sometimes, however, large horizontal hydropower units of more than 100 thsnd kW unit capacity running at a speed higher than 1000 r.p.m. (Fig. 20 and 21) are installed at hydroelectric power plants.

In recent years in the USSR and abroad (especially in France) horizontal bulb units (Figs 22 and 23) have found wide application. Hydraulic units of this type are characterized in that the passageway from

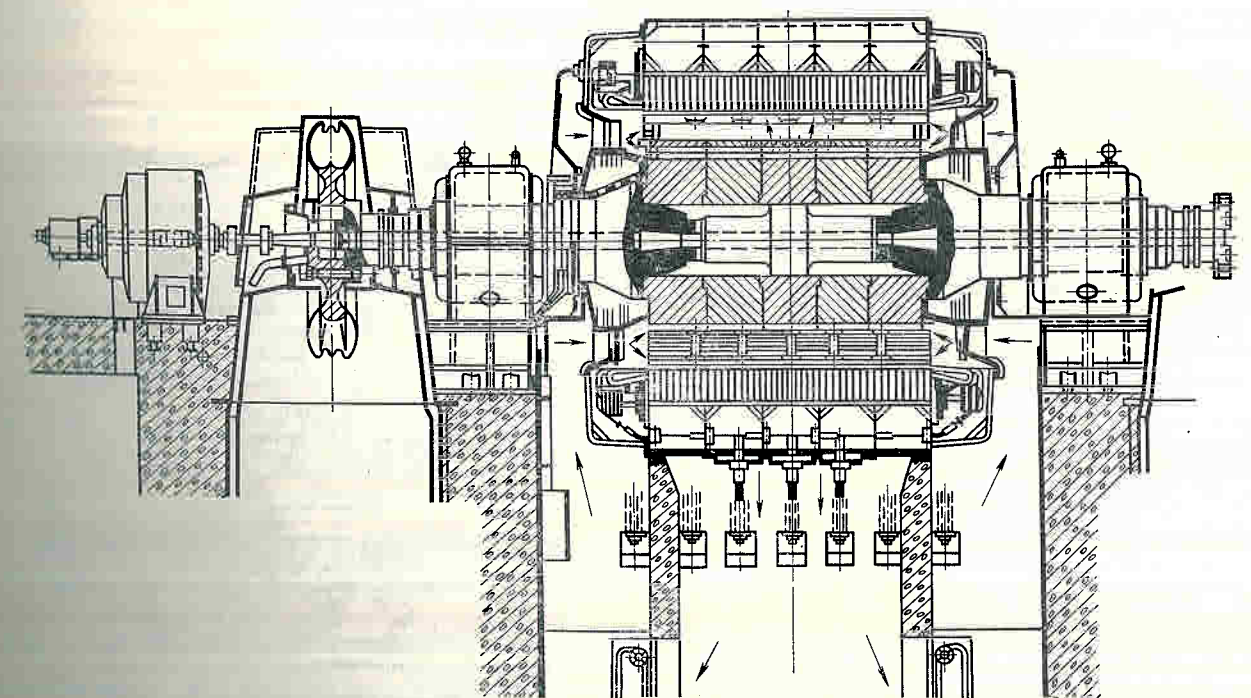


Рис. 20. Горизонтальный гидроагрегат с ковшовой турбиной мощностью 100 тыс. кВт. А при скорости вращения 600/1120 об/мин ГЭС Тирфельд подпорной ступени Линд-Зиммерн (Швейцария)

Fig. 20. Horizontal hydropower unit with impulse turbine, 100 thsnd kVA capacity, 600/1120 rpm, Tierfeld hydroelectric power plant of Lint-Limmern backup system (Switzerland)

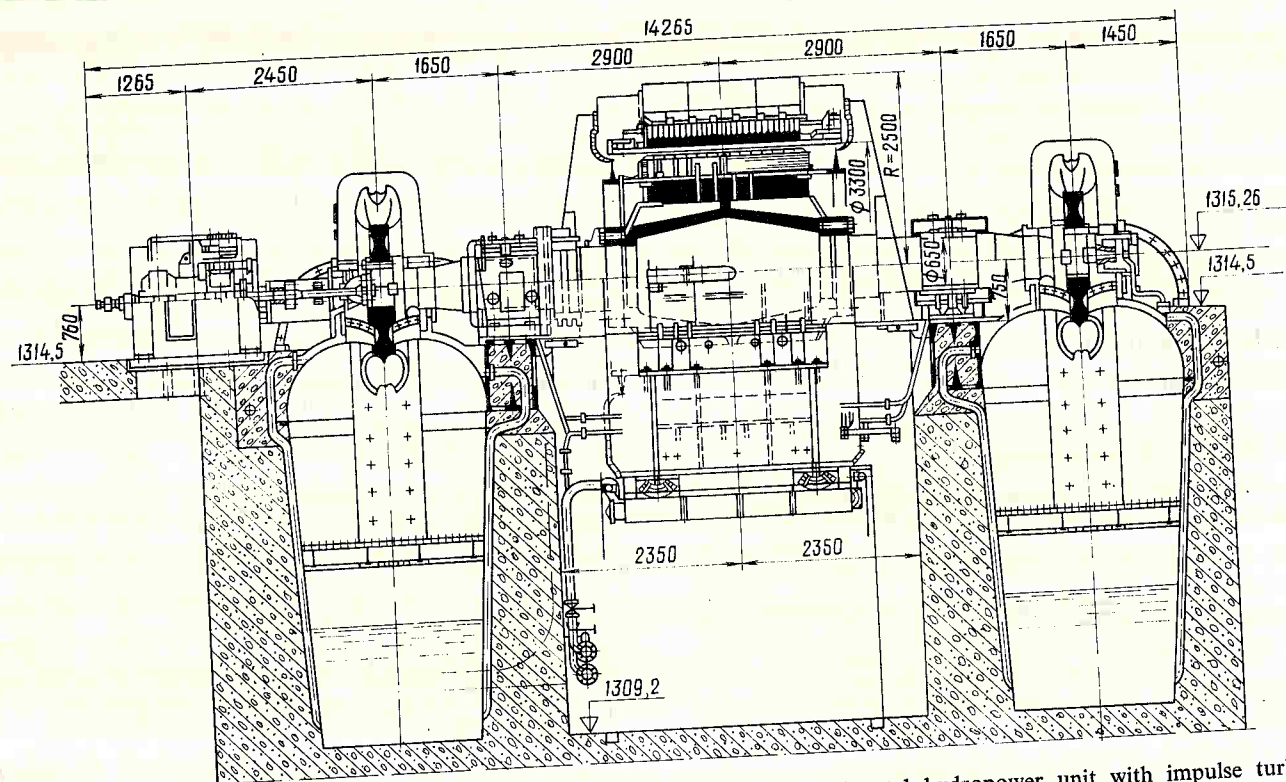


Рис. 21. Горизонтальный гидроагрегат с ковшовой турбиной, установленный на ГЭС Седрун

Fig. 21. Horizontal hydropower unit with impulse turbine installed at Sedrun hydroelectric power plant

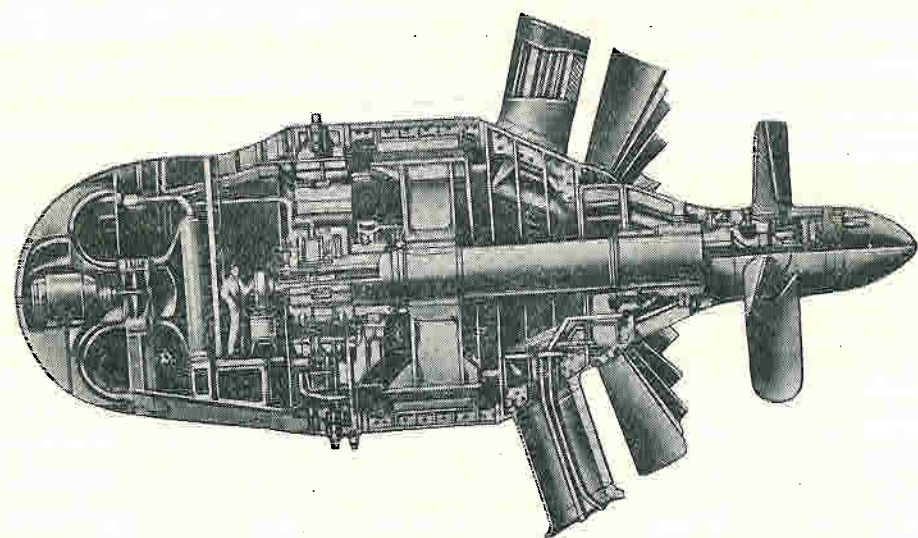


Рис. 22. Одношaftный горизонтальный капсульный гидроагрегат с диаметром рабочего колеса 5 м

Fig. 22. Single-shaft horizontal bulb unit with runner, 5 m in diameter

них водный тракт от входа в гидротурбину до выхода из отсасывающей трубы практически прямолинеен, что дает им ряд преимуществ по сравнению с вертикальными гидротурбинами. Наличие горизонтальной отсасывающей трубы увеличивает к.п.д. гидроагрегата на 1—2% против к.п.д., характерного для вертикальных гидроагрегатов с изогнутыми отсасывающими трубами. Кроме того, предельное

the turbine inlet to the draft tube outlet is practically straight which has an advantage over vertical hydraulic turbines. A horizontal draft tube raises efficiency of the unit by 1—2 per cent as compared with the efficiency typical of vertical units with curved draft tubes. Moreover, the maximum amount of water passed through these turbines and capacity there of may be

количество воды, пропускаемой через такие гидротурбины, а следовательно, и мощность гидроагрегатов можно увеличить, допустив при этом значительно меньшее падение к.п.д., чем в гидротурбинах с изогнутыми отсасывающими трубами. Такие гидроагрегаты могут иметь при тех же значениях к.п.д. и тех же габаритах мощность практически на 20—25% большую, чем вертикальные гидроагрегаты с изогнутыми отсасывающими трубами. Отсутствие спиральных камер позволяет значительно сократить расстояние между прямоточными гидротурбинами, а следовательно, и общую длину здания гидроэлектростанции.

Прямолинейность водного тракта выгодна и тем, что допускает меньшее заглубление фундаментов при возведении здания ГЭС, так как большое заглубление их, практикуемое при использовании вертикальных гидротурбин, обычно диктуется наличием колена и диффузора отсасывающей трубы. Горизонтальный агрегат можно поместить намного ниже вертикального. Мировая практика гидротурбостроения уже создала целую серию различных типов капсульных агрегатов, работающих сравнительно удовлетворительно, однако мощность их весьма невелика — до 50 тыс. кВт (рис. 24). У такого типа агрегатов капсула располагается либо, как указано на рис. 22 и 23, перед турбиной, либо за ней. Исследованиями, произведенными рядом фирм, установлено, что выгоднее всего располагать капсулу (генератор) перед гидротурбиной, так как это уменьшает гидравлические потери.

increased with smaller fall in efficiency as compared with that of the turbines with curved draft tubes. For similar efficiency and size, these units may have a capacity 20—25 per cent higher than vertical hydraulic units with curved draft tubes. The absence of scroll cases makes it possible to reduce the distance between hydraulic units and to shorten the total length of the powerhouse, accordingly.

A straight water passage is also preferable as it permits a less deepening of the foundation of the powerhouse which is not the case with vertical turbines as they have a bend and a diffuser of the draft tube. A horizontal unit may be located much lower than a vertical one. A series of different types of bulb units has been developed recently all over the world and the results of operation turned out to be satisfactory. However, their capacity is rather low — up to 50 thsnd kW (Fig. 24). In this type of units the bulb is located either in front of the turbine (Figs 22 and 23) or behind it. Investigations conducted by different companies have revealed that the location of the bulb (generator) in front of the turbine is most efficient because it reduces hydraulic losses.

In this type of units the winding and other elements of hydrogenerators are cooled with water, air or oil.

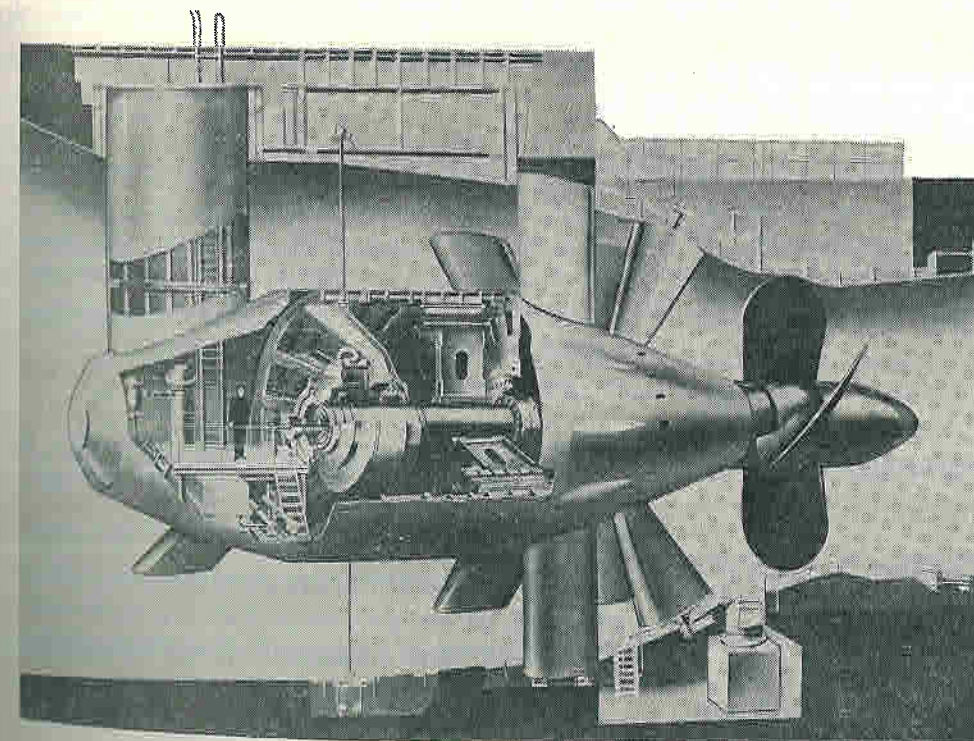


Рис. 23. Двухшaftный горизонтальный капсульный гидроагрегат с диаметром рабочего колеса 6 м и водяным охлаждением обмотки статора и ротора

Fig. 23. Two-shaft horizontal bulb unit with runner, 6 m in diameter, with water-cooled stator and rotor windings

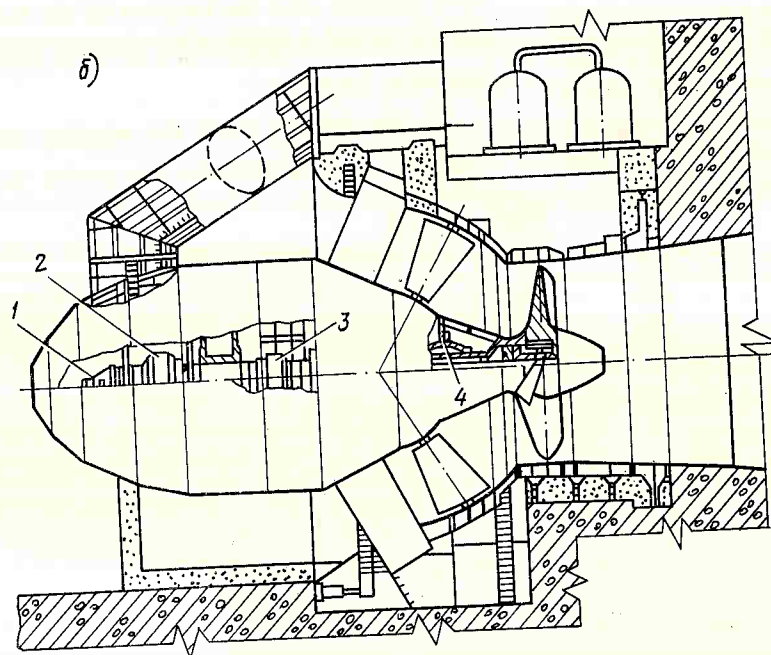
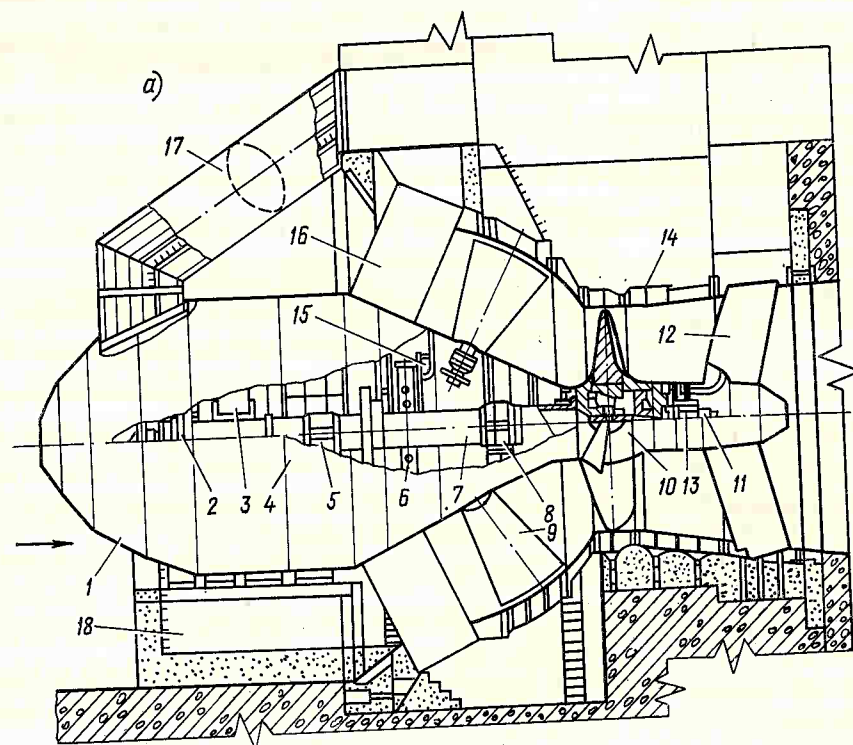


Рис. 24. Горизонтальный капсульный агрегат:

а — с выходным статором
1 — капсула, головная часть; 2, 5 — подшипники генератора; 3 — генератор; 4 — промежуточный пояс; 6 — сервомотор направляющего аппарата; 7 — вал турбины; 8 — передний подшипник турбины; 9 — лопатка направляющего аппарата; 10 — рабочее колесо; 11 — маслоприемник; 12 — выходной статор; 13 — задний подшипник турбины; 14 — камера турбины; 15 — регулирующее кольцо; 16 — входной статор; 17 — проход в головную часть капсулы; 18 — проход в бетонном бычке
б — с консольным рабочим колесом
1 — масловодоприемник; 2 и 3 — подшипники генератора; 4 — подшипник турбины

Fig. 24. Horizontal bulb unit:

а — with downstream bearing bracket
1 — bulb, head portion; 2, 5 — generator bearings; 3 — generator; 4 — intermediate section; 6 — wicket gate servomotor; 7 — turbine shaft; 8 — front turbine bearing; 9 — guide vane; 10 — runner; 11 — oil header; 12 — stay ring; 13 — rear turbine bearing; 14 — wheel chamber; 15 — shifting ring; 16 — stay ring; 17 — access to the head portion; 18 — access through a concrete pier
б — with overhung runner
1 — oil header; 2, 3 — generator bearings; 4 — turbine bearings

Обмотки и другие элементы гидрогенераторов охлаждаются в таком типе гидроагрегатов водой, воздухом или маслом.

В первом случае тепло отбирается от ребристых стенок капсулы, обмываемой водой. Во втором и третьем случаях отбор тепла производится непосредственно от обмоток и других элементов гидрогенератора. При этом воздух и масло совершают движение по замкнутому контуру, охлаждаясь вне капсулы водой в специальных охладителях.

In the former case, heat is removed from ribbed walls of the bulb washed with water. In the two latter cases, heat is removed directly from the windings and other elements of the generator. As this takes place, oil and air circulate in a closed circuit and are cooled with water outside the bulb in special coolers.

Bulb units are most favourable for tidal power plants where it is extremely important to protect the generator against sea water.

Особое преимущество капсульные гидроагрегаты имеют на приливных ГЭС, где крайне важно защитить генератор от попадания морской воды.

Следует сказать, что в последнее время различные зарубежные фирмы исследуют возможность создания редуктора, который, будучи установлен между гидротурбиной и гидрогенератором, дал бы большую скорость вращения гидрогенератора при малой скорости вращения гидротурбины. Эти исследования увенчались определенным успехом. Ряд фирм уже имеет планетарные редукторы с очень высоким к.п.д. (выше 0,98), которые способны передавать значительные мощности при небольшом понижении к.п.д. агрегата. Применение редукторов позволит резко сократить размеры гидрогенератора, в силу чего появятся условия для создания более мощных капсульных и полупрямоточных гидроагрегатов.

Важное значение имеют и попытки создать различного рода шарнирные передачи, работающие под разными углами и могущие передавать вращение от горизонтального вала гидротурбины к валу гидрогенератора, установленному вертикально или под другим углом, и наоборот. Внедрение такого рода передач может значительно сократить объем строительных работ.

ОРГАНИЗАЦИЯ МОНТАЖА ГИДРОАГРЕГАТОВ

3. ORGANIZATION OF HYDROPOWER UNIT INSTALLATION

3-1. ОРГАНИЗАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА К МОНТАЖНЫМ РАБОТАМ

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

При современном уровне развития строительного производства монтаж гидроагрегатов следует рассматривать не как самостоятельный производственно-технологический процесс, а как составную часть единого, связанного в организационном и технологическом отношении строительного-монтажного этапа работ по сооружению гидроэлектростанции. Этот этап начинается укладкой бетона в блок первой отсасывающей трубы и заканчивается пуском последнего гидроагрегата ГЭС.

Успешное выполнение всего комплекса строительного-монтажных работ по ГЭС, и в первую очередь по монтажу гидроагрегатов как существенной составной части этого комплекса, во многом зависит от того, насколько учтены требования монтажа при проектировании самой ГЭС и ее основного оборудования и при составлении проекта производства

It should be noted that recently a number of foreign companies have studied the possibility of designing and constructing a reducer which would be installed between the turbine and the generator to afford a high speed of the generator at a low speed of the turbine. These studies were a success. A number of companies have developed planetary-type speed reducers with very high efficiency (above 0.98) which can transfer much power at a small drop of efficiency. The use of reducers will make it possible to cut down the dimensions of the units and to create the conditions to construct bulb units of a higher capacity.

A number of companies are making attempts to develop various types of hinged gears working at different angles and capable of transmitting rotation from the horizontal shaft of the turbine to the shaft of the generator installed vertically or at a different angle, and vice versa. Introduction of such a type of gears will make it possible to greatly reduce the amount of construction work.

3-1. PRE-INSTALLATION PROCEDURES

A. BASIC PRINCIPLES

At the present state of the art of construction and installation work, the installation of hydropower units should be considered not as a self-contained industrial process but as an integral part of the construction and installation activities at the hydroelectric project. This stage starts with the placement of concrete in the first draft tube and ends up with the commissioning of the last generating unit.

Successful fulfilment of the entire complex of construction and installation work on the hydroelectric plant and, primarily, erection of hydropower units as an important element of this complex, greatly depends on the extent to which installation requirements are met in design of the hydroelectric plant proper and its major equipment, and in planning organization of

строительных работ. Поэтому вопросы рационального монтажа гидроагрегатов обычно решают при разработке проекта монтажа гидроагрегатов, который составляют параллельно с проектом сооружения ГЭС. Проекты монтажа гидроагрегатов, о которых подробно сказано в § 3-2, обычно разрабатывают для гидроэлектростанций с установленной мощностью выше 40000—50000 кВт. Для гидроэлектростанций меньшей мощности подобных проектов, как правило, не делают ввиду простоты организационных и технологических решений.

В СССР монтаж гидроагрегатов на всех сооружаемых гидроэлектростанциях, за исключением сельских, выполняют специализированные монтажные организации, которые для этих целей организуют на строительных ГЭС хозяйственные монтажные участки. В составе монтажного участка обычно создают специализированные прорабства для монтажа отдельно гидротурбин, гидрогенераторов и вспомогательного оборудования. Если же объем работ на ГЭС невелик, то все эти работы выполняются одним прорабством, подчиненным ближайшему монтажному участку.

Для выполнения намеченного объема монтажных работ специализированные монтажные организации подбирают на свои участки и прорабства квалифицированных рабочих и ИТР, обеспечивают их инструментом, приспособлениями и некоторым монтажным оборудованием.

Подъемные средства большой грузоподъемности монтажники, как правило, получают от строительств, что должно быть предусмотрено проектом производства работ. При этом большей частью используют основные эксплуатационные краны здания ГЭС и дополнительные, устанавливаемые на этих же путях на период монтажа гидроагрегатов.

Количество рабочей силы, необходимой для выполнения монтажных работ, считая подсобную и малоквалифицированную, предоставляемую строительствами, определяют, исходя из достигнутой выработки на одного рабочего. При этом считается, что отношение числа квалифицированных рабочих, направляемых на строительство специализированной монтажной организацией, к числу малоквалифицированных подсобных рабочих, выделяемых строительной организацией в помощь монтажникам на период монтажа, должно составлять 1:2.

Организуемые на строительных или в районах строительства хозяйственные монтажные участки или прорабства производят работы по монтажу гидроагрегатов по субподрядному договору со строительствами, являющимися генеральными подрядчиками. Объем монтажных работ обычно определяется размерами поставок гидротурбинных и гидрогенераторных заводов. Эти объемы иногда увеличиваются за счет передачи монтажным организациям работ по

construction activities. Problems of rational execution of installation, therefore, are usually worked out in planning the installation operations on hydraulic units which is done concurrently with design of the hydroelectric plant. Plans for the installation of hydraulic units which are dealt with in detail in Section 3-2, are usually prepared for hydroelectric plants with an installed capacity over 40,000 or 50,000 kW. As a rule, such planning is not done for hydroelectric plants of a lower capacity because of simplicity of organizational and technological solutions.

In the USSR, installation of hydropower units at all hydroelectric plants under construction, except for "agricultural" power plants, is carried out by specialized installation organizations which establish self-supporting installation sections at the projects for these purposes. The installation section is composed of specialized installation units separately for turbine equipment, hydrogenerators, and auxiliary systems. If the scope of work on the hydroelectric plant is not large, all these activities can be conducted by one installation unit reporting to the nearest installation section.

Specialized installation organizations employ skilled labourers and engineering personnel for their sections and units to fulfil the scheduled installation operations and to provide them with tools, devices, and some erection equipment.

Heavy hoisting equipment is usually provided by the project administration, which has to be covered in planning the sequence of work execution. For the most part, permanent service cranes of the powerhouse and additional cranes mounted on the same tracks for the installation period are used.

The labour force required for installation operations, including unskilled and low skilled labourers to be provided by the project administration, is to be determined proceeding from the productivity attained per worker. The ratio between the skilled labour sent to the project by the specialized installation organization and auxiliary labour force provided by the project administration to help the erectors during the installation period, should be 1:2.

The self-supporting installation sections or units organized at the projects or in the regions where construction is underway, carry on the installation of hydropower units under the subcontract agreement with the project administration which acts as a General Contractor. The amount of installation work usually depends on deliveries of turbine and generator equipment from manufacturers. This amount is sometimes increased by turning over to the installation organizations, erection of mechanical and crane equipment

монтажу гидромеханического и кранового оборудования в пределах здания ГЭС, а иногда и в пределах всего гидротурбинного водотока от верхнего до нижнего бьефа.

Если монтаж гидроагрегатов, кранов ГЭС, затворов, шандоров и трубопроводов по зданию ГЭС и по всему гидротурбинному водотоку от верхнего до нижнего бьефа ведет одна организация, то организационная структура монтажа значительно упрощается. К тому же повышается качество монтажа затворов и шандоров, поскольку к нему привлекаются ИТР и рабочие — специалисты по монтажу гидроагрегатов, а известно, что культура производства у них значительно выше, нежели у монтажников-металлистов, так как к монтажу гидроагрегатов предъявляются более высокие требования в части соблюдения допусков на возможные отклонения при сопряжении деталей и узлов.

Точные объемы работ при монтаже гидроагрегатов в каждом отдельном случае определяются договором между строительством и монтажной организацией. Этим же договором и особыми условиями к нему, являющимися его неотъемлемой частью, определяются взаимоотношения между специализированной монтажной организацией и строительством.

В тех случаях, когда предусмотрено техническое представительство заводов-изготовителей гидроагрегатов, строительство заключает договор с заводами и обеспечивает своевременное присутствие на монтаже представителей заводов. Прибывшие на строительство представители заводов должны осуществлять общий технический надзор за монтажом, участвовать в опробовании и испытании смонтированного оборудования. Представители заводов принимают также участие в активировании выявленных в процессе монтажа и наладки дефектов оборудования и дают рекомендации по их устранению, а в случае необходимости вызывают для устранения заводских дефектов квалифицированных специалистов с заводов. Независимо от того, присутствуют на монтаже представители завода или нет, монтажная организация должна производить все монтажные и наладочные работы под своим техническим руководством с полной ответственностью за их качество. Представители завода имеют право давать указания и предъявлять требования администрации монтажного участка в пределах технических условий на монтаж или инструкций заводов-изготовителей в отношении производства монтажных и пуско-наладочных работ.

Если монтажная организация по каким-либо мотивам отклонит требования представителей заводов, то всю ответственность за последствия этого отклонения она полностью берет на себя.

Сроки выполнения работ обуславливаются приложенным к подрядному договору графиком, кото-

within the powerhouse and sometimes within the entire water passage from head water to tail water.

If one organization is responsible for the installation of hydropower units, permanent service cranes, gates, stoplogs, pipework in the powerhouse and the entire water passages, the organizational structure of the installation operations is significantly simplified. Besides, quality of installation work on the gates and stoplogs improves because the engineering staff and labourers involved in these operations are specialists in the installation of hydraulic units and it is known that they are more competent as compared to the structural steel erectors since the installation of hydropower units must meet more stringent tolerance requirements in assembling parts and components.

In each particular case, the exact scope of installation work on hydropower units is specified by the agreement between the project administration and the installation organization involved. This agreement and special conditions which are an integral part thereof govern relations between the specialized organization and the project administration.

If provision is made for technical representation of the manufacturers, the projects administration enters into agreement with the manufacturers and ensures the timely presence of manufacturers' representatives on the site. The manufacturers' representatives are responsible for general technical supervision of installation operations. They have to participate in trial runs and tests of the erected and installed equipment. The manufacturers' representatives also participate in recording defects detected in the course of installation and setting up the equipment to work and shall give recommendations for remedying such defects. In case of necessity, they can call in manufacturer's specialists to rectify shop defects. Irrespective of the presence or absence of manufacturer's representatives, the installation organization must carry out all installation and adjustment operations under its own technical guidance with full responsibility for workmanship. The manufacturer's representatives are entitled to give instructions and make demands of the installation management in the context of the Technical Specifications for installation and Manufacturer's manuals with regard to the execution of installation, adjustment and commissioning activities.

Should the installation organization decline manufacturer's claims because of some reasons, the entire responsibility for possible consequences of such action will be borne by this organization.

Dates of work execution are specified by the schedule to be attached to the contract agreement. The

рый составляется в соответствии с директивными сроками ввода гидроагрегатов в эксплуатацию.

Для выполнения монтажных работ строительство представляет монтажной организации подсобную рабочую силу в количестве и в сроки, обусловленные особыми условиями, прилагаемыми к договору.

Большое значение при совместном и особенно одновременном ведении работ строительной и монтажной организациями имеет вопрос о безопасности персонала. Надо обеспечить неукоснительное выполнение Правил по технике безопасности при производстве строительных и монтажных работ.

3-2. ПРОЕКТЫ ОРГАНИЗАЦИИ И ПРОИЗВОДСТВА МОНТАЖА ГИДРОАГРЕГАТОВ

Как было сказано выше, монтажу гидроагрегатов должна предшествовать углубленная проработка вопросов его организации. Проработку эту следует начинать уже на стадии проектирования здания и основного оборудования ГЭС, так как проекты организации монтажа гидроагрегатов должны быть органически увязаны с основным проектом сооружения, а также с проектами производства строительных работ и работ, выполняемых другими специализированными монтажными организациями. Так, при выдаче технического задания на проектирование основного энергетического оборудования необходимо предусматривать изготовление заводами-поставщиками оборудования специального инструмента и приспособлений, ибо в современных условиях монтажные работы не могут производиться с помощью одних лишь обычных стандартных инструментов и приспособлений.

В проекте организации монтажа гидроагрегатов необходимо учитывать совмещение монтажных работ со строительными и выполнение монтажа крупными блоками. Главным фактором, определяющим целесообразность такой организации работ, должен быть фактор времени — ускорение срока ввода объекта в эксплуатацию.

Специалисты, разрабатывающие проекты организации монтажа, должны принимать участие и в составлении технического задания на проектирование гидроагрегатов. Последнее обстоятельство позволит обеспечить правильный выбор конструкций с точки зрения технологичности их монтажа, крупноблочное изготовление оборудования на заводах и создание встроенных в конструкцию устройств, позволяющих производить быструю строповку как отдельных деталей, так и крупных узлов и блоков.

Проекты организации монтажа гидроагрегатов разрабатываются по техническим заданиям генеральных проектировщиков, проектирующих весь гидроузел.

schedule is drawn up in compliance with the target dates set for putting the hydropower units on load.

To carry out erection and installation operations, the project administration provides the installation organization with auxiliary labour power in strength and on the dates to be specified by the special conditions attached to the contract agreement.

Concurrent and especially simultaneous operations of construction and installation organizations place greater emphasis on safety of personnel. Strict observance of safety regulations must be ensured in execution of construction and installation work.

3-2. PLANNING HYDROPOWER UNIT INSTALLATION

As has been stated above, the installation of hydraulic units shall be preceded by thorough studies of its organization.

These studies should be started at the stage of design development for the powerhouse and its major equipment because the planning of hydropower unit installation has to be inherently tied in with the planning of construction work execution and operations to be carried out by other specialized installation agencies. The technical assignment for design of major equipment shall call for fabrication of special tools and accessories by the plant manufacturers because at present installation operations could not be conducted only with the aid of conventional tools and accessories.

The planning of installation and erection sequence shall be done with due regard to concurring the installation and construction operation and erection by large-size pre-assemblies. The time factor, i.e. cutting short the time needed to put the plant in operation, should be the main criterion in determining the practicability of such approach to the work execution.

Specialists responsible for the planning of installation operations must also take part in working out the technical assignment for design of hydropower units. The latter will allow for a proper choice of the unit construction from the stand-point of ease of installation, large block fabrication in the shops and provision of built-in devices which help to attach slings to separate parts, large-size components and assemblies.

Plans for execution of the installation work on hydropower units are developed basing on the technical assignment to be prepared by the General Designer responsible for design of the entire project.

To make comprehensive study in the rational organization of installation operations, the following data

Чтобы проработка вопросов рациональной организации монтажа гидроагрегата была всесторонней, необходимо одновременно с техническим заданием на составление проекта организации монтажа гидроагрегатов получить от генерального проектировщика следующие исходные данные: а) тип здания ГЭС; б) количество гидроагрегатов, устанавливаемых на ГЭС, их основные данные и сроки поставки оборудования с указанием отдельно сроков поставки закладных частей гидротурбин; в) директивные сроки ввода гидроагрегатов в эксплуатацию; г) сроки затопления котлована здания ГЭС и график нарастания напора; д) готовность фундаментов под монтаж отдельных узлов; е) готовность монтажной площадки и подкрановых путей в зоне монтажной площадки и каждого из агрегатов; ж) предполагаемые грузоподъемные средства и их расположение как в зоне производства монтажных работ, так и на базе складирования оборудования и их характеристики; з) предполагаемая транспортная схема подачи оборудования; и) предполагаемая площадь территории базы складирования оборудования и ее расположение на генплане; к) предполагаемое расположение на генплане производственно-хозяйственной базы монтажного участка (прорабства).

В зависимости от объема монтажных работ на ГЭС, определяемого количеством, габаритами и мощностью гидроагрегатов, проекты организации монтажа гидроагрегатов разрабатываются либо в одностадийном, либо в двухстадийном варианте. Для ГЭС, имеющих не более четырех агрегатов общей мощностью не свыше 100—120 тыс. кВт можно ограничиться одностадийным проектом, в остальных же случаях проекты организации монтажа гидроагрегатов следует разрабатывать в две стадии.

При двухстадийном проектировании сначала разрабатывается проектное задание, а после его утверждения — технический проект, при одностадийном же проектировании разрабатывается только одно проектное задание, но в несколько расширенном виде. При одностадийном проектировании техническое задание на проектирование расширенного проектного задания должно выдаваться генпроектировщиком после утверждения проектного задания на все сооружение ГЭС. Проектное задание организации монтажа гидроагрегатов должно разрабатываться параллельно с разработкой генеральным проектировщиком технического или техно-рабочего проекта сооружения ГЭС. Работы по проектному заданию организации монтажа гидроагрегатов должны опережать работы генпроектировщиков с тем, чтобы в техническом проекте сооружения можно было учесть все вопросы, касающиеся монтажа, включая и затраты на временные сооружения.

Для того чтобы совместная разработка проектного задания организации монтажа гидроагрегатов и технического проекта всего сооружения ГЭС была

should be secured from the General Designer simultaneously with the technical assignment for planning the execution of installation work:

- a) type of power house;
- b) number of generating units to be installed, their basic parameters, timing of equipment supply with indication of dates for delivery of turbine embedded parts;
- c) target dates for commissioning the units;
- d) dates set for flooding the powerhouse pit and the head build-up schedule;
- e) readiness of foundations for installation of separate components;
- f) readiness of the erection bay and crane tracks within the erection bay and within zones of each generating unit;
- g) expected hoisting facilities and their disposition within installation zones and at the equipment storage, their characteristics;
- h) expected transport schemes for equipment conveyance;
- i) expected area of the equipment storage and its location on the general layout;
- j) expected location of service facilities for the installation section (unit).

Depending on the scope of installation work on the hydroelectric plant which stems from the number, size and capacity of the hydropower units, single- or two-stage approach is applied to the planning of installation operations. If a hydroelectric plant has maximum four generating units with an aggregate capacity not exceeding 100,000 to 120,000 kW, one stage approach is feasible. In all other cases the plans for organization of installation work should be developed on a two-stage basis.

In case of two-stage planning, initially the design assignment is worked out and, upon its approval, the technical design has to be developed. In single-stage planning only the design assignment is worked out but in a somewhat detailed form. In single-stage planning the technical assignment for developing the detailed design assignment must be issued by the General Designer on approval of the design assignment for all features of the hydroelectric plant. Work on the design assignment for planning the hydropower unit installation should be carried on ahead of the General Designer's work to cover all installation-related problems, including the cost of temporary facilities, in the technical design of the project.

To make the joint development of the design assignment for planning the hydropower unit installation and the technical design for all features of the project

наиболее плодотворной, необходимо отдельные проработки, касающиеся монтажа гидроагрегатов, производить и выдавать генпроектировщику по частям, не ожидая готовности всего проектного задания организации монтажа гидроагрегатов. В число таких последовательно выдаваемых проработок должны входить данные о выборе вариантов схем монтажных закладных частей, о размерах и компоновке монтажной площадки в здании ГЭС, о компоновке и привязке к генплану территорий без складирования оборудования, производственной базы, участка по монтажу гидроагрегатов и т.д.

Следует заметить, что ввиду часто встречающихся в практике проектирования ненормальностей, когда технические проекты гидроагрегатов разрабатываются с опозданием, не все детали предстоящего монтажа гидроагрегатов удастся учесть в заблаговременно составленном проекте его организации. Положение усугубляется еще и тем, что строительство часто уже в ходе строительных работ изменяет отдельные основные положения по их организации. Это приводит к тому, что проект организации монтажа приходится подчас дорабатывать на месте строительства применительно к местным условиям.

В случаях двухстадийного проектирования техническое задание на разработку проектного задания организации монтажа гидроагрегатов должно выдаваться в процессе проработки проектного задания сооружения ГЭС с тем, чтобы в последнем были учтены требования монтажа, в частности, включены в смету затраты, необходимые на временные сооружения.

Здесь, так же как и при одностадийном проектировании, первоочередные вопросы, касающиеся монтажа, прорабатывают частями, не ожидая окончания всего проектного задания организации монтажа гидроагрегатов. Результаты такой частичной проработки немедленно передаются генпроектировщику.

После того как проектное задание на организацию монтажа гидроагрегатов рассмотрено и утверждено, генпроектировщик выдает техническое задание на составление технического проекта организации монтажа гидроагрегатов. Этот проект должен разрабатываться параллельно с техническим или технологическим проектом всего сооружения ГЭС, чтобы можно было учесть в нем все требования, связанные с монтажом гидроагрегатов.

Для многоагрегатных крупных ГЭС иногда не удовлетворяются двумя описанными выше стадиями проектирования монтажа гидроагрегатов, а по заданию монтажной организации и за ее счет разрабатывают рабочий проект производства работ (ППР).

В каждой стадии проектирования должны быть проработаны определенные вопросы. Проектное задание должно включать в себя данные о порядке возведения и компоновке здания ГЭС, о сроках

more efficient, studies related to the planning of installation operations should be carried out and submitted to the General Designer by parts without waiting for the completion of the entire design assignment for planning the installation operations. Such studies to be submitted in succession, should include information on selection of alternative installation procedures for embedded parts of turbines, dimensions and layout of the assembly bay, arrangement and location of sites for equipment storage, construction plant, and facilities for the installation section of hydropower units, etc.

It should be noted that because of abnormal situations which are rather frequent in the design practice when development of technical design experiences some delay, some peculiarities of the forthcoming installation could not be evaluated beforehand in the plans of installation work execution. This situation is also aggravated by the fact that the project administration often changes some basic principles of the original plans for organization of installation operations. This causes the plans of installation operations to be adjusted on the job proceeding from the local conditions.

In case of two-stage approach to the design, the technical assignment for development of the design assignment for planning the installation work should be prepared in the course of development of the design assignment for the construction of the hydroelectric plant to satisfy the installation requirements, in particular, to cover the cost of temporary facilities.

Similar to the one-stage designing, priorities related to installation are worked out by parts without waiting for the completion of the design assignment for planning the installation operations. Results of those partial studies are turned over to the General Designer.

Upon consideration and approval of the design assignment for planning the hydropower unit installation, the General Designer issues the technical assignment for developing the technical design for organization of installation operations. This design has to be developed in parallel with the technical design or technical-working design for the entire hydroelectric plant to satisfy all requirements related to the installation of hydropower units.

The above two-stage planning of hydropower unit installation is sometimes not adequate for multi-unit large-size hydroelectric plants and a work execution sequence plan is developed on request and at the expense of the installation organization.

At each stage of design, certain problems should be worked out. The design assignment should include

ввода гидроагрегатов в эксплуатацию, о привязке к генплану транспортной схемы и схемы расположения грузоподъемных механизмов с указанием их грузоподъемности, о базах оборудования, о постоянных и временных сборочных площадках, а также о базах монтажной организации с указанием размеров и с привязкой их к генплану.

В проектном задании должны быть сделаны также проработки отдельных вариантов монтажа с помощью строительных подъемных средств и даны расчеты требуемого кранового оборудования, его расположения на базах и на сборочных площадках, в частности, для монтажа закладных частей и лопаточных механизмов направляющих аппаратов гидротурбины.

Кроме того, в проектном задании должен быть дан ориентировочный календарный график монтажа гидроагрегатов при принятой интенсивности ввода их в эксплуатацию.

Включенные в проектное задание принципиальные решения относительно баз оборудования и монтажных баз должны быть, по сути дела, техническим заданием для генпроектировщика при разработке им проектов этих баз. Данные проектного задания по монтажу гидроагрегатов должны позволить генпроектировщику предусмотреть в смете покрытие всех затрат, связанных с организацией монтажа гидроагрегатов.

Технический проект организации монтажа гидроагрегатов должен базироваться на согласованном варианте компоновки здания ГЭС, на утвержденной схеме строительно-монтажных работ и на принятой конструкции гидроагрегата. Технический проект должен включать в себя: установление последовательности бетонирования блоков кратера агрегата; разработку методики монтажа закладных частей и рабочих механизмов гидроагрегата; уточненный порядок применения подъемно-транспортных средств и других видов механизмов с указанием их характеристик; определение степени укрупнения отдельных узлов и блоков; выбор необходимых приспособлений и других монтажных устройств, расположение укрупненных узлов на сборочных площадках и установление приемов доставки узлов гидроагрегата на монтажную площадку.

Кроме того, к техническому проекту организации монтажа гидроагрегатов должны быть приложены календарный график монтажа гидроагрегатов, график движения потребной рабочей силы и все расчеты воздушных, водяных и электрических сетей с подводящей коллекторов к рабочим местам.

Рабочий проект производства монтажа гидроагрегатов должен включать в себя детально разработанную технологию монтажа. В нем должна быть предусмотрена оснастка для рационального ведения работ, включая приспособления и специальные виды нестандартного инструмента, применяемого как для монтажа, так и для контроля качества работ.

information about construction procedure and arrangement of the powerhouse, dates for commissioning hydropower units, tie-up of conveyance scheme and hoisting mechanisms with indication of lifting capacities to the general layout, equipment storages, temporary and permanent assembly floors with indication of their sizes and their location on the general layout.

The design assignment should also include studies into separate alternative installation procedures with employment of construction hoisting mechanisms, estimates of the crane equipment, its disposition at the yards and at assembly floors especially for erection of the turbine embedded parts and wicket gate mechanisms.

Besides, the design assignment should also include a preliminary schedule for installation of hydropower units basing on the timing adopted for putting the units into operation.

Principal criteria specified by the design assignment for the storage and erection facilities should serve as a technical assignment for designing these facilities. The data included in the design assignment for organization of installation operations will permit the General Designer to cover by the cost estimate all expenses related to the organization of hydropower unit installation.

The technical plan for organization of installation work should be based on the agreed alternative layout of the powerhouse. The technical plan for organization of installation work shall include the procedure of grouting the unit pit in concrete, development of methods for the erection of embedded parts, operating mechanisms of the unit, finalized procedure for using the crane equipment and other types of machinery with indication of their performances, extent to which separate components are to be pre-assembled, selection of the required accessories and other erection devices, arrangement of pre-assembled components in the assembly area, determination of methods for conveyance of the unit components to the assembly floor.

Besides, the installation schedule of hydropower units, manpower flow schedule and calculation of power and water supply networks with outlets at the working places shall be attached to the technical plan for organization of installation work.

The working design for planning the sequence of installation operations shall include a detailed development of methods for erection and installation operations. It has to provide the required erection equipment for rational execution of work including the accessories and special tools to be used both in installation and in workmanship control.

3-3. ВЫБОР ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМ МОНТАЖА

Технологические схемы монтажа могут быть весьма различными. Выбор той или иной из схем зависит от ряда условий, определяемых принятой схемой строительных работ, сроком поставки отдельных узлов агрегатов, сроком затопления котлована, нарастанием горизонта воды в верхнем бьефе, размерами сборочных площадей, наличием тех или иных грузоподъемных механизмов и другими соображениями. Поэтому в каждом конкретном случае необходимо детально проанализировать все влияющие на выбор схемы факторы с тем, чтобы выбрать наиболее рациональную технологическую схему монтажа применительно к данным конкретным условиям.

При монтаже закладных частей поворотно-лопастных гидротурбин можно принять в зависимости от хода строительных работ и конструкции гидротурбины либо такую последовательность, при которой вначале монтируют статор гидротурбины, а затем камеру рабочего колеса, либо обратную последовательность, при которой вначале монтируют камеру рабочего колеса, а затем статор гидротурбины.

Во всяком случае, с точки зрения монтажных интересов, всегда выгоднее монтировать сначала все закладные части гидроагрегата и даже лопаточные механизмы направляющих аппаратов гидротурбин, а уже затем приступать к монтажу собственно агрегатов. Благодаря этому удастся использовать направляющий аппарат вместо шандоров для загораживания воды, как это и было сделано на нескольких ГЭС. При такой схеме работ удастся резко уменьшить растянутость фронта монтажа и к самому напряженному моменту работ — развороту монтажа рабочих механизмов гидроагрегатов — высвободить значительное количество монтажников.

Если же по условиям строительных работ выдержать эту схему не представляется возможным, поступают следующим образом: во время сборки рабочих механизмов первых гидроагрегатов в смежных кратерах производят монтаж закладных частей очередных гидротурбин.

Рабочее колесо гидротурбины при любой схеме монтажа собирают на сборочной площадке и в полностью собранном виде (а у поворотно-лопастных гидротурбин залитое маслом) переносят краном на место установки. Устанавливают его на место или до монтажа лопаток направляющего аппарата, или после него, что зависит от конструкции гидротурбины. При одних конструкциях начинать монтаж направляющего аппарата после установки рабочего колеса гидротурбины не представляется возможным, а при других, наоборот, нельзя собирать на-

3-3. SELECTION OF INSTALLATION PROCEDURES

The installation procedures can vary in a great measure. The choice of the procedure depends on a number of conditions governed by the procedure adopted for construction activities, dates of delivery of separate unit parts, dates scheduled for flooding the pit, upstream head level build-up, size of the assembly area, availability of hoisting equipment, and other factors. Therefore, in each particular case, all factors controlling the choice of installation procedure should be analysed to select the most rational installation procedures with due regard to the specific conditions.

Depending on the progress of construction operations and design of the turbine, installation of the Kaplan turbine embedments can follow either the sequence under which the stay ring will be first installed and then the runner case or a reverse sequence with the runner case to be installed first and then the stay ring.

In any case, from the stand-point of installation it is always more economical to install first all embedded parts of a hydropower unit and even the guide vane mechanisms of wicket gates and after that to start installation of the unit proper. This permits the wicket gates to be used instead of stoplogs to seal off the water passage, as has been done at some hydroelectric developments. Such a scheme of work execution makes it possible to reduce the front of installation activities and to release a considerable number of erectors by the time the most labour intensive phase of the work begins, i.e., by the moment of installation of the unit working parts.

If the construction operations don't allow the above scheme to be implemented, the following steps are undertaken: during installation of the working parts on the first units, the embedded parts are erected for the next units in the adjacent pits.

Under any installation procedure, the runner has to be assembled at the assembly floor and the complete runner assembly (the adjustable-blade turbine runner filled with oil) is handled by the crane into place. Depending on the design of the turbine, the runner is placed in its final position either before the installation of wicket gates or after that. Some designs of turbines don't permit the wicket gates to be erected after installation of the runner. Other designs don't allow for assembling the wicket gates until the runner is dropped

правляющий аппарат, пока рабочее колесо не опущено в кратер. Иногда направляющий аппарат может быть почти полностью собран на сборочной площадке и в таком виде перенесен и установлен на постоянное место.

После того как рабочее колесо гидротурбины опущено в кратер, при любой схеме монтажа надо установить вал гидротурбины. При этом у поворотно-лопастных гидротурбин предварительно устанавливают штангу рабочего колеса. Центрирование вала рабочего колеса рекомендуется производить после установки на место крышки гидротурбины, которую лучше всего предварительно собрать на сборочной площадке, если это позволяет конструкция. Крышку гидротурбины на сборочной площадке следует собрать полностью, т.е. установить на нее клапаны срыва вакуума, регулирующее кольцо, самовсасывающий насос и сервомоторы направляющего аппарата, если последние располагаются на ней.

Если монтируется гидроагрегат с опорой пяты на крышке, то после установки на место крышки гидротурбины устанавливают опору пяты, подпятник и вал гидрогенератора. До установки вала гидрогенератора на подпятник вал гидротурбины центрируют по струнам или точному рамочному уровню. Если же подпятник располагается на нижней крестовине гидрогенератора, то вал гидрогенератора устанавливают соответственно после установки крестовины с подпятником.

В гидрогенераторах подвешенного типа, в которых подпятник располагается на верхней крестовине, вал опускают вместе с ротором гидрогенератора на тормоза, а затем устанавливают верхнюю крестовину вместе с подпятником. Ротор подвешивают на подпятник после поднятия его на тормозах и установки втулки подпятника и ее запорного кольца. Ротор в большинстве случаев собирают полностью на сборочной площадке и в собранном виде переносят на место своей постоянной установки. Центрирование вала генератора может производиться либо после опускания ротора, либо до его опускания. Последний случай применим только к генераторам зонтичного исполнения.

Сборку статора гидрогенератора с укладкой, напайкой и изолировкой обмотки можно производить либо на месте его постоянной установки, либо на сборочной площадке. В последнем случае для переноски крупногабаритных статоров требуется специальная траверса. В зависимости от местных условий статор гидрогенератора можно монтировать как до, так и после опускания рабочего колеса. Однако во всех случаях статор следует монтировать до опускания ротора, так как установка статора после опускания ротора усложняет и удлиняет монтаж. Хотя сборка статора на сборочной площадке и обладает рядом преимуществ (удобство работ, защита зоны

in the pit. Sometimes, the wicket gates can be assembled almost completely at the erection bay and then handled in their final position.

Under any installation procedure, after the runner has been lowered in the pit, the shaft has to be installed. On adjustable-blade turbines, the runner operating rod should be mounted beforehand. The runner should be centered after the head cover is installed in place, which, if the construction of the head-cover allows, should be pre-assembled at the assembly floor. The headcover should be fully assembled at the assembly floor completely, i.e. the vacuum breakers, operating ring, self-priming pump, gate servomotors must be installed on it provided they are meant to be mounted thereon.

If the hydraulic unit has a pivot support on the headcover, it must be mounted together with the thrust bearing and generator shaft once the headcover is installed in place. Prior to mounting the generator shaft on the thrust bearing, the turbine shaft is aligned against piano wires or a bench level. If the thrust bearing is carried by the lower generator bracket, the generator shaft is installed after the installation of the bracket and the thrust bearing.

On suspension-type generators in which the thrust bearing is carried by the upper bracket, the shaft is lowered jointly with the rotor onto the brakes. Then the upper bracket together with the thrust bearing is installed in place. The rotor is suspended from the thrust bearing after jacking it up on the brakes and fitting on the thrust collar and its retaining ring. In most cases, the rotor is completely assembled at the assembly floor and the rotor assembly is handled into position. The generator shaft can be centered either after lowering the rotor in place or before it. The latter alternative is applicable only to umbrella-type generators.

Assembly of the stator including the placing, soldering and insulation of the winding can be conducted either in situ in the generator pit or at the assembly floor. In the latter case, a special lifting beam is required to handle large-size stators. Depending on local conditions, the stator can be erected both prior to and after lowering the runner. Under all conditions, however, the stator must be erected prior to lowering the rotor because installation of the stator after lowering the rotor in place would complicate and prolong the installation operations. Though assemblage of the stator at the assembly floor has some advantages (ease of work, protection against precipitation, etc.) it requi-

работ от атмосферных осадков и т.д.), но требует дополнительных сборочных площадей. Центрировать статор лучше до опускания ротора по струне, по валу гидрогенератора или с помощью специального приспособления, устанавливаемого на фланце вала гидротурбины. Высотное положение статора определяют, сообразуясь с фактическими линейными размерами сопрягаемых узлов.

Сушку обмоток статора и ротора можно производить либо в неподвижном состоянии (от постороннего источника тока), либо на оборотах (в режиме короткого замыкания) или вентиляционными потерями на холостом ходу. Первый способ предпочтительнее, так как позволяет заблаговременно выявить все дефекты обмоток и избавляет от необходимости тратить время на сушку обмоток после постановки генератора на обороты.

Спаривание валов гидроагрегата можно производить как до, так и после опускания ротора. Первый метод применим только к гидроагрегатам с генераторами зонтичного типа. Валы турбины и генератора перед их спариванием должны быть сцентрированы, а у генераторного вала, кроме того, должен быть выверен бой относительно опорной части втулки подпятника.

При наличии больших зазоров между рабочим колесом и его камерой выверку биения вала, вызываемого неперпендикулярностью втулки подпятника, можно производить и после спаривания валов гидротурбины и гидрогенератора. При этом одновременно проверяют наличие и величину излома во фланцевом соединении валов. После спаривания валов и заключительной проверки центрирования всего гидроагрегата приступают к окончательной сборке подпятника и подшипников гидротурбины и гидрогенератора, а также к окончательному монтажу крестовин гидрогенератора, магнитной системы, маслоприемника и всех трубопроводов гидроагрегата.

К монтажу регулятора и маслonaпорной установки гидротурбины можно приступать, не ожидая окончания других работ, сразу же после окончания фундаментов под бак с котлом и колонку регулятора. Оканчивается монтаж всей системы регулирования обычно спустя 3—5 дней после окончания монтажа гидротурбины, маслоприемника и всех трубопроводов системы регулирования.

Количество параллельно монтируемых гидроагрегатов определяется заданной интенсивностью монтажа, числом грузоподъемных механизмов и габаритами сборочных площадей. При этом следует учитывать, что трудоемкость сборки одноименных узлов гидроагрегатов, имеющих одни и те же габариты, но различные конструкции, может резко отличаться друг от друга.

res additional assembly areas. The stator should be centered against a piano wire with respect to the generator shaft or with the aid of a special device to be mounted on the turbine shaft flange prior to lowering the rotor in place. The elevation of the stator is determined from actual linear dimensions of the components to be joined.

The stator and rotor windings can be dried out either at standstill (from an external current source) or on a dry-out run (by short-circuit current) or by windage losses at no-load run.

The first method is more preferable because it permits all coil defects to be detected beforehand and saves from necessity to spend time on drying out the winding after the generator is started.

The unit shafts may be coupled prior to or after lowering the rotor in place. The first method is applicable only to hydraulic units with umbrella-type generators. Prior to coupling, the turbine and generator shafts must be aligned; the generator shaft must also be checked for runout with respect to the support element of the thrust collar.

If there are big gaps between the runner and the runner case, the shaft runout caused by the out-of-plumb of the thrust collar can be checked after coupling the turbine and generator shafts. At the same time check is made for axial runout of the shaft coupling and its magnitude. After coupling the shafts and checking the entire hydropower unit for final alignment, the thrust bearing, turbine and generator bearings are assembled and the generator brackets, magnetic system, oil header and all pipework of the units are finally installed.

Installation of the speed governor and oil pressure system can be started without waiting for completion of other operations, right away after completion of the foundations for the accumulator tank and actuator cabinet. The entire governing system is usually completed 3—5 days after completion of installation of the turbine, oil header and all piping of the governing system.

The number of units being installed at a time depends on the planned intensity of installation operations, available crane equipment and dimensions of assembly areas. One should bear in mind that the labour intensity on installation of the like parts of hydropower units having the same dimensions but a different design, may vary considerably from unit to unit.

3-4. ГРАФИКИ МОНТАЖА ГИДРОАГРЕГАТОВ

При разработке проекта производства монтажа гидроагрегатов, которая, как уже было сказано в § 3—2, производится параллельно с разработкой проекта производства строительных работ по ГЭС, составляют основной график совмещенных строительных и монтажных работ по гидроэлектростанции. В основу графика закладывают директивные указания правительства по вводу гидроагрегатов в эксплуатацию. Исходя из этого графика, разрабатывают в дальнейшем рабочие графики, учитывающие конкретные условия производства работ. Вполне понятно, что в этом основном, начальном графике должны быть заложены некоторые резервы для всякого рода дополнительных трудовых затрат, которые могут возникнуть в процессе производства работ.

Рабочие графики монтажа гидроагрегатов и связанных с ним строительных работ, составляемые монтирующей организацией совместно со строительной, отображают основные этапы монтажа и этапы строительных работ, обеспечивающие ввод гидроагрегатов в действие в директивные сроки. Рабочий график, утвержденный руководителями строительства и монтирующей организации, является, по сути дела, законом производства.

На базе этого совместного графика монтирующая организация составляет более детальный график монтажа гидроагрегатов, который охватывает циклы монтажа всех узлов гидроагрегата, с разбивкой на месяцы, декады и сутки. Составление графика требует глубокой проработки таких вопросов, как габариты сборочных площадей, выбор грузоподъемных механизмов, выбор технологических схем монтажа и др. Все эти вопросы должны решаться в полной взаимной увязке как по основному варианту, так и по резервному, если такой прорабатывается. Главными исходными данными при проработке этих вопросов является заданная интенсивность монтажа и ввода в эксплуатацию монтируемых гидроагрегатов. Помимо этого, к наиболее существенным данным, на которых базируется график монтажа гидроагрегатов, относятся данные о длительности сборки отдельных узлов на монтажной площадке и длительности монтажа как этих, так и всех других узлов и деталей, производимого непосредственно в кратере гидроагрегата.

Весь цикл монтажа каждого гидроагрегата состоит из двух оторванных один от другого этапов. На первом этапе монтируют закладные части гидроагрегата, на втором — собственно самый гидроагрегат. Время разрыва между этими этапами в каждом отдельном случае зависит от принятой схемы производства строительных работ и колеблется в довольно широких пределах. Так как монтаж закладных

3-4. SCHEDULING OF HYDROPOWER UNIT INSTALLATION

Alongside with planning of installation operations which, as is said in Section 3-2, should be done concurrently with the planning of construction operations at the hydroelectric development, a master schedule must be prepared for concurrent installation and construction operations. This schedule should be based on the governmental directives for commissioning of hydropower units. Proceeding from this schedule, working schedules are then drawn up which take into consideration specific conditions of work execution. It is quite clear that the master schedule should have some reserve to meet additional labour requirements that may arise in the course of work execution.

The working schedules for the installation of hydropower units and related construction activities, which are drawn up jointly by installation and construction organizations, reflect the main phases of installation and construction activities ensuring achievement of the time targets set for the commissioning of hydraulic units. The working schedule approved by the project management and installation organization becomes the law for work execution.

The joint schedule serves as a basis for the development of a more detailed installation schedule which covers erection cycles of all the unit components with monthly, 10-day and 24-hour breakdown. Preparation of the schedule necessitates studying thoroughly such questions as dimensions of assembly floors, selection of hoisting equipment, choice of installation procedures, etc. All these matters must be fully coordinated both for the principal alternative and for a standby alternative, if such is contemplated. Study of these questions must be made basing on the specified rates of installation and commissioning dates set for the hydropower units. In addition, the time required for assembly of separate components at the erection bay and the time required to install both these and other components and parts in the pit are most essential factors to be taken into consideration in scheduling.

The entire installation cycle of each unit consists of two isolated phases. During the first phase, the embedments are to be installed, the second phase is devoted to the installation of hydropower units proper. The time interval between those two phases depends in each particular case on the adopted construction

частей гидроагрегата в современных условиях в подавляющем большинстве случаев технологически совмещается со строительными работами, практически не удлиняя их срока, то цикловым временем монтажа гидроагрегата следует считать, по сути дела, лишь время, затрачиваемое на выполнение монтажных операций, производимых непосредственно в кратере гидроагрегата. Разумеется, что размеры сборочных площадей в этом случае должны позволять создание необходимого опережающего запаса на сборке укрупненных узлов и блоков гидроагрегата.

Из сказанного следует, что главным фактором, определяющим ритм монтажа, является время, необходимое для тех цикловых операций по сборке и монтажу основных узлов агрегата, которые выполняются на сборочных площадках и главным образом непосредственно в кратере гидроагрегата.

На рис. 25 приведен один из вариантов графика поточного монтажа многоагрегатной ГЭС, оборудо-

ванной крупными гидроагрегатами, состоящими из поворотно-лопастных гидротурбин с диаметром рабочих колес 9000 мм и более и гидрогенераторов зонтичного типа с роторами диаметром около 14000 мм и массой порядка 750 т. Шихтованный обод ротора содержит примерно 15000 сегментов. Монтаж закладных частей в этом графике не рассматривается, поскольку считается, что все закладные части смонтированы заранее.

Как видно из графика, для обеспечения поточного монтажа, рассчитанного на ввод в эксплуатацию одного гидроагрегата через каждые 20 календарных дней, необходимо, чтобы на сборочной площадке одновременно собрали рабочие колеса двух гидротурбин и роторы двух гидрогенераторов, а также одну крышку гидротурбины с регулирующим кольцом, опорой подпятника и подпятником. Предусматривается, что сборку крупных блоков на сборочной площадке должны выполнять специализированные бригады. Для сборки рабочих колес гидротурбин организуют две бригады по 16 чел. в каждой, работающие в две смены (по 8 чел.). Закончив сборку первого рабочего колеса, установку его в кратер агрегата, центрирование и закрепление на подвесках, первая бригада в полном составе переходит к сборке на освободившейся площадке рабочего колеса агрегата № 3. Подготовка же деталей для сборки рабочего колеса агрегата № 3 производится сразу после опускания первого рабочего колеса в кратер, для чего из этой бригады выделяют часть работников, которые не заняты на работах в кратере агрегата. Аналогично происходит переход второй бригады после сборки рабочего колеса агрегата № 2 на сборку рабочего колеса агрегата № 4.

Для сборки роторов гидрогенераторов также комплектуют две бригады. В составе каждой из этих бригад по 33 чел. Работа ведется в три смены; таким образом, в каждой работает по 11 чел. Переход бригад к сборке очередного ротора и подготовка деталей для сборки следующего за ним ротора производится так же, как и при сборке рабочих колес гидротурбин.

Для монтажа статоров гидрогенераторов комплектуют одну бригаду из 14 чел. Бригада работает в две смены по 7 чел. в каждой. Часть бригады, не ожидая окончания работы по первому статору, переходит на монтаж второго статора, так как окраской, сушкой и испытанием статора занято незначительное число рабочих. В рассматриваемом случае статор собирают, сушат и испытывают на месте его постоянной установки.

Сборку всех крышек гидротурбин с регулирующими кольцами и опорами подпятников и сборку всех подпятников производит одна специализированная бригада из 14 чел. тоже в две смены, как и при монтаже статоров гидрогенераторов.

Сборку всех крышек гидротурбин с регулирующими кольцами и опорами подпятников и сборку всех подпятников производит одна специализированная бригада из 14 чел. тоже в две смены, как и при монтаже статоров гидрогенераторов.

As is seen from the schedule, maintaining the in-line installation to commission hydropower units at 20 calendar day intervals will require simultaneous assembly of two runners, two rotors, one headcover with the operating ring, thrust bearing support, and thrust bearing at the assembly floor. It is assumed that pre-assembly of large components at the assembly floor should be conducted by specialized crews. For the assembly of runners, two 16-man crews are established to work on a two shift basis (8 men per shift). Having completed assembly of the first runner, its installation in the pit, alignment and fastening to the hangers, the first crew in full strength begins assembling runner of unit 3 at the vacated assembly floor. Preparation of parts for assembly of runner 3 is started right away after lowering the first runner in the pit. To meet this end, some crewmen who are not involved in operations in the pit are detached from the crew. In the same way, the second crew starts assembling the 4th runner after completion of runner 2.

Two crews are also established for assembling the generator rotors. Each crew should be 33 men strong. Operations are conducted on a three-shift basis (11 men per shift).

A crew passes on to assembly of the next rotor and to preparation of the rotor to come after in the same way as in the case of assembling the runners.

A 14-man crew is set up to assemble the stators. The crew works on a two-shift basis (7 men per shift). Without waiting for completion of work on the first stator, a part of the crew starts assembling the 2nd stator because painting, drying and testing of the stator will require few labourers. Under the alternative in question, the stator is assembled, dried out, and tested in its final position.

Assembly of all the headcovers with operating rings, thrust bearing supports, and all the thrust bearings is conducted by a 14-man specialized crew working on a two-shift basis similar to the crew engaged in assembly of stators.

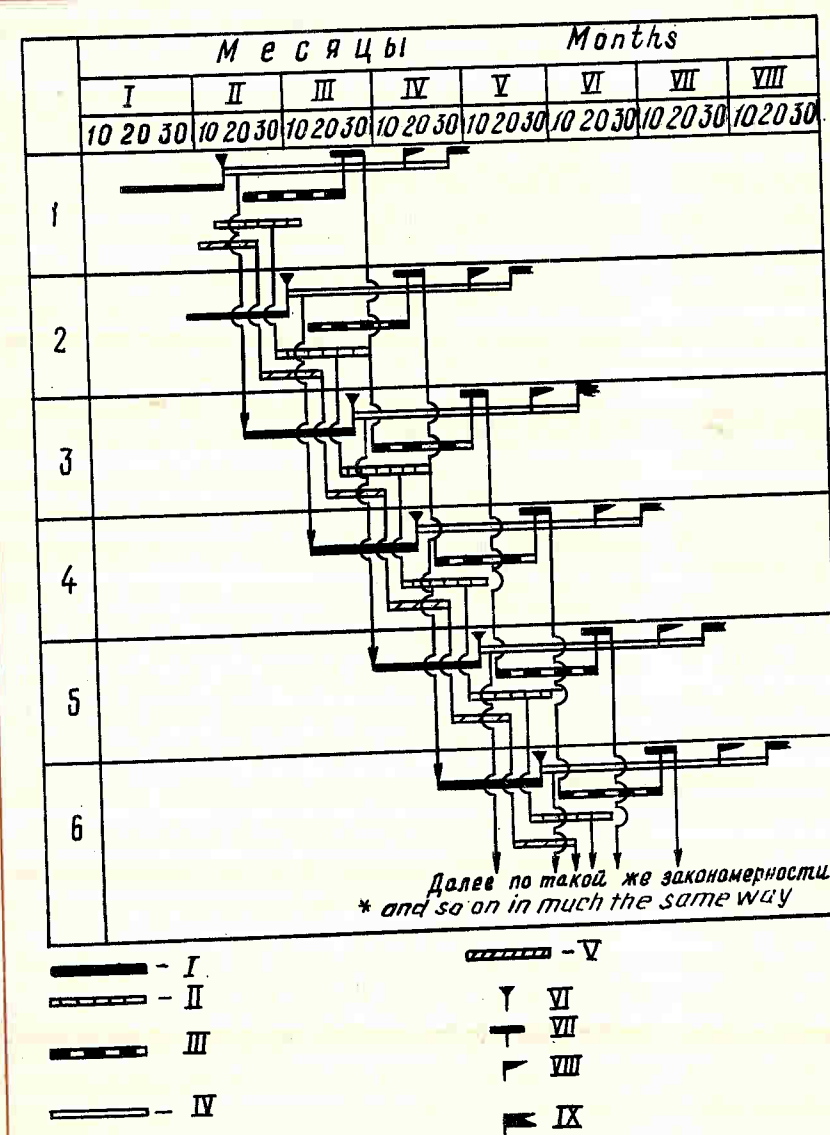


Рис. 25. Схема календарного графика поточного монтажа крупных гидроагрегатов. I — сборка рабочего колеса на монтажной площадке; II — монтаж статора генератора; III — сборка ротора генератора на монтажной площадке; IV — монтажные работы в кратере агрегата; V — сборка крышки турбины с регулирующим кольцом и опорой подпятника; VI — опускание рабочего колеса; VII — опускание ротора; VIII — окончание монтажа гидроагрегата; IX — принятие нагрузки.

Fig. 25. Schedule of in-line installation of large hydropower units:

I — assembly of runner at assembly floor; II — assembly of generator stator; III — assembly of generator rotor at assembly floor; IV — installation in unit pit; V — assembly of headcover with adjusting ring and thrust bearing support; VI — runner lowering; VII — rotor lowering; VIII — completion of unit installation; IX — application of load.

Монтажные работы непосредственно в кратере гидроагрегата ведут также специализированные бригады — отдельно по гидротурбинам, по гидрогенераторам и регуляторам скорости. Как видно из графика, вначале на монтаже гидротурбин занята одна бригада, а через 55 календарных дней количество бригад доходит до трех, так как к этому времени параллельно ведется монтаж уже трех гидроагрегатов при двухсменной работе в каждой бригаде. Численность каждой бригады — 16 чел. Аналогичные бригады комплектуют с таким же численным составом и для монтажа гидрогенераторов, за исключением статоров, которые, как было отмечено, монтируются отдельной бригадой более узкой специализации.

Для монтажа системы регулирования создаются две специализированные бригады по 10 чел., причем каждая бригада работает в две смены — по 5 чел. Кроме того, комплектуются две самостоятельные комплексные бригады трубопроводчиков, включая резчика и сварщика. Одна из них работает на четных номерах гидроагрегатов, а другая — на нечетных. В каждой такой бригаде должно быть не менее 16—18 чел., чтобы в смену работало не менее 8 чел. Если по трубопроводам объем работ выходит за пределы поставки заводов, то количество бригад трубопроводчиков должно быть соответственно увеличено.

Как видно из приведенного графика, первый гидроагрегат может вступить в эксплуатацию через 75 календарных или через 63 рабочих дня после опускания рабочего колеса гидротурбины в кратер гидроагрегата. Каждый последующий гидроагрегат будет вступать в строй через 20 календарных дней. Всего в течение года, считая с момента опускания рабочего колеса в кратер первого агрегата, может быть введено в эксплуатацию 15 гидроагрегатов, а шестнадцатый будет закончен монтажом. Вполне понятно, что выполнение такого графика возможно лишь при ритмичном предоставлении строительством соответствующих фундаментов под монтаж, при достаточном количестве кранового оборудования и сборочных площадей, обеспечивающих возможность задела собранных укрупненных узлов, и при наличии других условий, о которых сказано в предыдущих параграфах настоящей главы.

Что касается создания задела на сборке укрупненных узлов на сборочных площадках, то это условие чрезвычайно важно, так как трудоемкость сборки одноименных узлов не для всех гидроагрегатов, устанавливаемых на одной и той же ГЭС, одинакова. Различие в трудоемкости по одноименным узлам обуславливается индивидуальным или мелкосерийным характером производства гидроагрегатов. При таком производстве одноименные детали и узлы смежных гидроагрегатов изготавливают не по

Installation operations in the pit proper are also carried out by specialized crews — separately for turbines, generators and speed governor systems. As is seen from the schedule, initially one crew is involved in the erection of the turbine, but in 55 calendar days the number of crews increases up to three because by this time three hydropower units are being erected and installed, each crew working on a two-shift basis. Each crew is 16 men strong. Similar crews of the same strength are established for installation of the hydropower units except for the stators which, as has been already noted, are erected by a separate crew specialized in particular jobs.

Two specialized 10-man crews are organized for the erection of the governing system. Each crew operates on a two-shift basis (5 men per shift). Besides, two complex crews of pipefitters including a cutter and a welder, are established. One of the crews works on the even-numbered units, the other is engaged on the odd-numbered units. Each crew should be minimum 16—18 men strong to have at least 8 men per shift. If the manufacturers don't supply pipework, the number of pipefitter's crews should be increased respectively.

As is seen from the schedule, the first unit can be commissioned on 75 calendar days or on 63 working days after lowering the runner in the pit. Each next hydropower unit will be commissioned on 20 calendar days. In all, during a year counting from the time of lowering the first runner in the pit, 15 hydropower units can be put on load and the 16th unit will be installed. It stands to reason that fulfilment of such a schedule is feasible at the rhythmic release of respective foundations for installation, an adequate number of cranes and adequate assembly areas which enable stock of pre-assemblies to be set up and provided other conditions mentioned in the above sub-sections are satisfied.

As regards setting up a stock of pre-assemblies at the assembly floor, it is a very important prerequisite because labour intensity on the like parts may vary on the units being installed at the same project. This variation in labour intensity on the like components stems from individual and job lot production of hydropower units. At such production, identical parts and components for the adjacent units are manufactured without employment of jigs and templates which ensure uniformity of respective dimensions within the

кондукторам и калибрам, обеспечивающим в пределах допусков равенство соответствующих размеров, а по разметке и замерам универсальным инструментом, который на больших размерах дает довольно значительные погрешности, вследствие чего подгонка одноименных сопрягаемых деталей и узлов смежных гидроагрегатов при монтаже требует различных трудовых затрат. Поэтому для устойчивости ритма монтажа необходимо, чтобы постоянно имелся некоторый задел собранных узлов, в первую очередь наиболее трудоемких.

Приведенная на рис. 25 схема календарного графика поточного монтажа крупных гидроагрегатов на многоагрегатных ГЭС может быть выполнима только лишь в том случае, когда монтажные и строительные работы ведутся ритмично и в полной взаимосвязке.

4. МОНТАЖ ГИДРОТУРБИН 4. INSTALLATION OF HYDRAULIC TURBINES

4-1. ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫЕ РАБОТЫ

Успешному монтажу гидроагрегатов, в частности, гидротурбин должны предшествовать большие по объему и весьма важные подготовительные работы.

Прежде чем приступить к выполнению работ по основным монтажным операциям, которые обуславливаются проектом турбины, техническими условиями на монтаж, проектом организации монтажа, инструкциями заводов-изготовителей и другими техническими документами, необходимо выполнить следующее:

1. Инженерно-технические работники монтажного участка и бригадиры должны подробно ознакомиться с чертежами гидротурбины, а там, где узлы турбины сопрягаются с узлами гидрогенератора, — и с чертежами сопрягаемых узлов гидрогенератора.

2. Габариты и веса наиболее крупных и тяжелых узлов и деталей каждый инженерно-технический работник и бригадир должны записать в свою записную книжку для оперативного пользования. В эту же книжку рекомендуется записать необходимые монтажные отметки для установки узлов гидроагрегата.

3. После изучения чертежей гидротурбины необходимо ознакомиться с основными положениями проекта производства монтажа гидроагрегатов. Такие разделы, как выбор грузоподъемных механизмов и сборочных площадей, следует рассмотреть более подробно, сопоставив данные проекта с натурным исполнением. При этом особо тщательно следует проверить возможность размещения на сборочных

accepted tolerances, but by marking out the workpieces and by measuring with a universal measuring device which is rather inaccurate on large sizes and a result of it labour intensity on fitting up of identical parts to be mated varies at the adjacent units. Maintaining a steady rhythm of installation operations, therefore, requires that some stock of assembled components, especially those most labour-consuming, be always available.

A schematic schedule for in-line installation of large-size units at multi-unit projects given on Fig. 25 will be feasible only if installation and construction operations are conducted rhythmically and in full coordination.

4-1. PRE-INSTALLATION OPERATIONS

Successful installation of hydropower units, and turbines in particular, should be preceded by extensive and rather important preparatory work.

Prior to starting the main installation operations which are specified by the turbine design, technical requirements, plan for organization of installation work, manufacturer's manuals and other technical documentation, the following should be brought about:

1. Engineering personnel of the installation section and foremen should get acquainted thoroughly with turbine drawings and with drawings of the hydrogenerator components to be joined with the turbine equipment.

2. Each engineer, technician and foreman should write down in his notebook overall sizes and masses of the largest and heaviest parts for quick reference. This notebook should contain also required installation elevations for mounting the hydropower unit parts.

3. After studying the drawings of the hydraulic turbine familiarize yourself with the main aspects of the plan for organization of installation work. Such aspects as selection of hoisting mechanisms and assembly areas should be studied more thoroughly by comparing the design data with actual onsite situation. Particular emphasis should be placed on checking the possibility

площадках укрупненных узлов и их проноса к месту постоянной установки.

4. Проверить наличие необходимого монтажного оборудования, инструмента и материала.

5. Выяснить наличие в зоне предполагаемых работ воздуха и электропитания и возможность одновременного подключения к ним требуемого числа аппаратов и инструмента. Кроме того, проверить обеспеченность низковольтным электропитанием.

6. Проверить наличие такелажного оборудования, ознакомиться с документами по его испытаниям и составить график на дальнейшую проверку в соответствии с правилами Госгортехнадзора.

7. Проверить устройство вспомогательных помещений, которые должны быть сделаны в соответствии с проектом производства монтажа гидроагрегатов.

8. Организовать рабочие места бригадам и ИТР, обеспечить бригады верстаками, стеллажами и т.п.

9. Визуально проверить состояние имеющегося оборудования на базе, а по документам — его комплектность.

10. Составить и вручить строительству график поставки оборудования в зону монтажных работ в соответствии с выбранной технологической схемой монтажа.

В ходе подготовительных работ к монтажу могут обнаружиться кое-какие несоответствия между проектом производства монтажа гидроагрегатов и местными условиями в том виде, в каком они сложились к началу монтажных работ. В этом случае необходимо либо принять безотлагательные меры для соблюдения требований, предусмотренных проектом, либо, если это можно сделать без ущерба для качества, темпов и стоимости работ, пойти на некоторые отступления от проекта, диктуемые местными условиями. Эти отступления от проекта производства монтажа должны быть надлежащим образом оформлены.

В целях повышения производительности труда рабочих монтажные участки нередко обзаводятся уже на месте монтажа довольно многочисленными приспособлениями, как правило, несложными, но порой весьма громоздкими. Изготавливать их следует заблаговременно.

Перед началом монтажа узла необходимо как следует подготовить рабочие места, обратив особое внимание на безопасность производства работ.

Наконец, на все фундаменты, предъявленные строителями под монтаж, следует получить соответствующую геодезическую документацию и проверить состояние готовности строительной части под монтаж оборудования. В машинных залах, где монтируются турбины, подъемные машины, насосы и другие виды подобного оборудования, до начала монтажа необходимо закончить устройство черных

of arranging pre-assemblies in the assembly areas and their transfer to the installation site.

4. Check for the required erection equipment, tools and material.

5. Check for electric power and air supply and simultaneous operation of the required number of tools and devices. Besides, check for low-voltage supply.

6. Check for rigging equipment and its test certification and draw up a time table for further tests in compliance with regulations of the State Technical Inspection.

7. Check auxiliary rooms for conformity to the requirements of the installation execution sequence plan.

8. Set up working places for crews and engineering personnel, provide crews with vice benches, shelves, etc.

9. Examine status of the equipment available at the storage and check its standard equipment against shipping documents.

10. Draw up and hand over to the project administration a schedule of equipment delivery to the installation area in compliance with the adopted installation procedure.

In the course of preparatory work for installation some discrepancies may be found between original installation planning and local conditions that have developed by the time of installation commencement. In this case either urgent actions should be taken to meet requirements specified by the installation plan or, if it is not detrimental to quality, progress and cost, one should go for some adjustment of the original plan, which stems from the local conditions. This re-planning must be cleared by respective documentation.

To raise labour efficiency, the installation section acquire on the job rather numerous accessories which are, as a rule, simple in design, but sometimes rather cumbersome. They should be fabricated well in advance.

Prior to starting the erection of a component, the working places shall be properly prepared, particular attention being placed on safety in work execution.

All foundations released by the builders for installation shall be supported by respective geodetic survey documents and they shall be checked for readiness for installation of the equipment. The black floor and indoor wall plastering the latter if specified by the design, shall be completed prior to starting the installation operations in the machine rooms where turbine

полов и внутреннюю штукатурку, если последняя предусмотрена проектом.

Перед комплексным опробованием должны быть и чистые полы. Правилами также предусмотрено, чтобы помещения или части зданий до начала в них монтажа оборудования и технологических трубопроводов освобождались от опалубки, строительных лесов и очищались от мусора. Проемы, отверстия и каналы должны иметь ограждения.

До сдачи фундаментов под монтаж оборудования на них наносятся главные оси и фиксируются относительные высотные отметки.

Готовность объекта и отдельного сооружения к производству монтажных работ фиксируется соответствующим актом представителей строительной и монтажной организаций и технического надзора заказчика.

4-2. ТРЕБОВАНИЯ К МОНТАЖУ ЗАКЛАДНЫХ ЧАСТЕЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Закладными частями гидротурбины принято называть такие элементы, которые после монтажа заливаются бетоном и демонтажу при ревизиях не подлежат. К ним относятся: облицовка отсасывающей трубы, облицовка спиральной камеры, облицовка шахт турбины и сервомоторов, камера рабочего колеса, фундаментное кольцо, статор турбины, опорные колонны, нижнее кольцо направляющего аппарата, а для некоторых конструкций гидротурбины — также верхнее кольцо направляющего аппарата.

Существует ряд общих требований, предъявляемых к монтажу всех без исключения закладных частей. Так, все закладные части после установки на место, но до окончательной проверки правильности их монтажа, должны быть надежно раскреплены в штрабе и на фундаменте с помощью особых распорок, растяжек, фундаментных болтов и других устройств, обеспечивающих несдвигаемость деталей в процессе укладки и твердения бетона. Эти крепящие устройства должны быть приварены к деталям, а по возможности и к арматуре бетона.

Поверхность закладных частей, омываемая потоком воды, не должна иметь резких уступов, способных изменить скорость потока воды на этих участках. Если такие уступы в процессе монтажа все же будут образованы, то их необходимо срубить зубилом и зачистить наждачным кругом или напильником, доведя до величин, не превышающих те, которые указаны в табл. 1.

hoisting mechanisms, pumps and other similar equipment are to be installed.

The finished floor must be completed prior to comprehensive trial runs, as specified by the regulations; the rooms and parts of the building should be free from formwork, construction scaffolds and construction debris before installation is started. Recesses, holes, channels should be provided with railings.

Before releasing the foundations for installation of the equipment, main axes should be marked out on them and relative elevations established.

Readiness of the entire work or a separate structure for installation operations shall be respectively certified by representatives of the construction and installation organizations and also by owner's technical inspectors.

4-2. REQUIREMENTS TO INSTALLATION OF TURBINE EMBEDDED PARTS

The turbine embedded parts are those members which, after installation in place, are grouted in concrete and are not subject to removal during inspection. They include draft tube, scroll case, turbine and servomotor pits liners, runner case, foundation ring, stay ring, stay vanes, lower wicket gate ring, and, for some of hydraulic turbines, upper wicket gate ring.

There are some general installation requirements that have to be met by all embedded parts without any exception. For instance, all embedded parts, after being placed in position and prior to final alignment checks, should be reliably braced in the recess or on foundations with the aid of special bracings, turnbuckles, foundation bolts and other devices which preclude displacement of parts during concrete placements and concrete setting. These fastenings must be welded to the parts and, if possible, to the concrete reinforcement.

The surface of embedded parts contacting a water flow must not have sharp steps liable to change the water flow velocity at these sections. If such steps are developed during installation, they have to be chiseled and then ground off by an emery wheel or a file bringing protrusions to the values within tolerances given in Table 1.

Таблица 1

**ДОПУСКИ НА ВЕЛИЧИНУ УСТУПОВ
В МЕСТАХ СОЕДИНЕНИЙ ЗАКЛАДНЫХ
ЧАСТЕЙ, ПОДВЕРГАЮЩИХСЯ
ВОЗДЕЙСТВИЮ ПОТОКА ВОДЫ**

Диаметр рабочего колеса, мм	Допустимая величина стлаженных уступов для поверхностей, мм	
	обработанных	необработанных
До 3000	1	5
3000—5000	2	8
5000—7200	3	12
7200—9300	4	15

Места соединений, т.е. разъемные плоскости сопрягаемых элементов, перед затяжкой стыков болтами должны быть хорошо подогнаны друг к другу и проверены по лекальной или поверочной линейке так, чтобы после затяжки стыков они имели достаточно плотное соединение, исключающее протечку воды и размыв бетона.

Плотными соединениями двух сопрягаемых плоскостей принято считать такие соединения, в которые не проходит щуп толщиной 0,05 мм. Допускаются лишь местные неплотности, в которые щуп толщиной 0,05 мм проходит на глубину не более 20% от ширины стыка. Измерения производят при отсутствии между сопрягаемыми плоскостями каких-либо заполнителей. К окончательной затяжке стыка обычно приступают после смазывания плоскостей разъема свинцовым суриком, который, заполняя местные неплотности, предотвращает протечку воды между стыками и тем самым предохраняет сопрягаемый с деталью бетон от размыва водой.

Кольцевые детали закладных частей можно устанавливать как отдельными сегментами, так и целыми кольцами, заблаговременно собранными на какой-либо сборочной площадке. Высотное положение, горизонтальность, вертикальность и положение в плане закладных частей поворотно-лопастных гидротурбин проверяют по нижнему кольцу направляющего аппарата, а радиально-осевых — по фундаментному кольцу или статору, в зависимости от конструкции гидротурбины. При этом за базу берут верхнюю обработанную поверхность, внутреннюю расточку и осевые метки на кольцевых деталях. Высотное положение и горизонтальность проверяют нивелиром. Положение относительно осей проверяют по осевым меткам, нанесенным на кольцевых деталях. При этом осевые метки совмещают с поперечной и продольной осями агрегатов, по которым натягивают струны. Кроме того, положение закладных частей относительно центральной оси агрегата проверяют штихмассом или рулеткой, производя замеры от внутренней расточки базовой детали до отвесной струны, опущенной из точки пересечения

Table 1

**TOLERANCES FOR "STEPS" AT JOINTS
OF EMBEDDED PARTS SUBJECTED TO WATER
FLOW ACTION**

Runner diameter, mm	Tolerance for ground off steps, mm	
	machined	rough
up to 3000	1	5
3000—5000	2	8
5000—7200	3	12
7200—9300	4	15

Before bolting together, the joints, i.e. the split surfaces of mating members, must be well matched and checked with a straight edge or a levelling rule to create watertight joints precluding concrete erosion.

A joint of two mating surfaces is considered to be tight if it will not let in a 0.05-mm feeler gauge. Only local gaps are allowed in which the 0.05 mm feeler gauge passes to a depth not exceeding 20 per cent of the joint width. Measurements should be taken on the mating surfaces free from any filling materials. The final tightening of joints is usually done after coating the parting surfaces with red lead which, filling up local gaps, makes impossible water leakage through the joints thus protecting the concrete on the contact with the embedded member from erosion by water.

The ring embedded parts can be placed in position in separate sections or in complete ring assemblies to be pre-assembled at the assembly floor. The elevation, plumb, level alignment and arrangement in plan for the embedded parts of adjustable-blade turbines are checked against the lower wicket gate ring, for the radial-axial (Francis) turbines checks are made against the foundation ring or stay ring depending on the construction of the turbine. The upper machined surface, inner bore and axial marks on the ring parts are used as reference points. The elevations and level alignment are checked with the aid of a transit. Positions with respect to center lines are checked against the center line marks applied to the ring parts. The axial marks are matched with the transverse and longitudinal center lines along which wires are strung. Besides, alignment of the embedded parts with respect to the vertical center line of the unit is checked with the aid of a rod gauge or a measuring tape with readings being taken from the inner bore of the reference part to the plumb wire suspended from the intersection of the wires strung along the transverse and longitudinal

двух струн, натянутых по поперечной и продольной осям гидроагрегата. После раскрепления всех деталей и окончательной проверки правильности их установки приступают к сдаче закладных частей под бетонирование. Сдачу производят по акту, к которому прилагают формуляры, отображающие фактическое положение закладных частей по высоте и в плане.

Допустимые отклонения размеров и геометрической формы закладных частей от проектных данных будут приведены ниже в таблицах, сопровождающих рассмотрение технологии монтажа каждого из элементов закладных частей. Там же будут приведены и образцы формуляров на установку этих узлов. При строительстве гидроэлектростанций на основаниях, которые после принятия сооружением напора дают наклон здания, рекомендуется закладные части гидротурбины, а соответственно и все узлы агрегата монтировать с определенным расчетным наклоном, обратным ожидаемому. Тогда после принятия сооружением напора вертикальная ось агрегата станет отвесной.

**4.3. ТРЕБОВАНИЯ К БЕТОНУ,
СОПРЯГАЕМОМУ С ЗАКЛАДНЫМИ
ЧАСТЯМИ ГИДРОТУРБИНЫ**

Надежность и долговечность работы гидроагрегата во многом зависят от качества укладки бетонных блоков, непосредственно сопрягающихся с деталями и узлами гидроагрегата. Сопрягаемый с узлами гидроагрегата бетон должен иметь повышенную прочность, так как в эксплуатационных условиях он воспринимает большие статические и динамические нагрузки. Кроме того, к бетону, сопрягаемому с узлами турбины, предъявляются повышенные требования еще в отношении водонепроницаемости, надежности связи с сопрягаемым узлом и соблюдения заданных геометрических размеров.

Прочность бетона определяется его маркой, насыщенностью и расположением арматуры, качеством инертных материалов, а также правильностью производства работ. Марка бетона характеризует его предел прочности при сжатии, т.е. усилие в килограммах, приходящееся на 1 см², при котором испытываемый образец (бетонный кубик размером 20×20×20 см) после 28-дневной выдержки начинает разрушаться. Следует заметить, что такой распространенный метод определения прочности недостаточно правилен, так как бетонные кубики делаются тщательнее натуральных бетонных блоков.

При бетонировании агрегатных блоков и особенно при заполнении монтажных штраб обычно применяют бетон более высоких марок, чем это установлено проектом. Обычно для этих целей идет бетон марки 200—300 и выше.

center lines. After bracing the parts in position and final check of alignment, the embedded parts are released for concreting. The parts are released according to the certificate with record sheets being attached which reflect the actual status of the embedded parts in plan and heightwise.

Tolerances for dimensions and shape of the embedded parts are given below in the tables related to the description of installation process for each member of the embedded parts. There, one will also find forms of the record sheets for installation of these components. When hydroelectric plants are built on the foundations which cause the powerhouse to deflect after taking on the head, it is recommended that embedded parts of hydropower units and, respectively, all the unit components should be installed at a certain design inclination which is opposite to the expected deflection. In this case after taking on the head, the vertical center line of the unit will assume the plumb position.

**4.3. REQUIREMENTS TO CONCRETE
BONDING WITH TURBINE EMBEDDED
PARTS**

Reliability and service life of hydropower units greatly depend on the quality of concrete poured in the blocks bonding directly to the parts of hydraulic units. The concrete bonding to the components of hydropower units should have a high strength because under operating conditions it takes heavy static and dynamic loads. Besides, the concrete bonding to the turbine components should satisfy more stringent requirements for water tightness, reliable adhesion to the joining components and maintenance of specified geometric dimensions.

The concrete strength depends on its grade, reinforcement saturation, quality of aggregates, and also on proper execution of work. The concrete grade indicates its ultimate compressive strength, i.e. the force in kg acting on 1 sq cm (a concrete cube measuring 20×20×20 cm) and causing the 28-day old concrete cube to fail.

It should be noted that such a method of testing the concrete strength is not adequate because concrete cubes are fabricated in a more thorough way than the life size concrete blocks.

When concreting the units and especially filling up installation blockouts, concrete of grades higher

Количество, сечение и расположение арматуры также задаются проектом. Уменьшение количества арматуры против установленного проектом недопустимо, как, впрочем, и обратное явление, ибо перенасыщение арматурой, например, монтажных штраб приводит к плохой проработке раствора и к образованию пустот. Арматура, устанавливаемая в блоках, подразделяется на рабочую и распределительную (вспомогательную). Рабочая арматура вместе с бетоном воспринимает на себя все усилия и поэтому ее удаление (срезка), подчас производимое для удобства монтажа, — явление совершенно недопустимое. В случае крайней необходимости срезка части рабочей арматуры может быть сделана только после проверочного расчета.

Для получения надежного сопряжения бетона с закладными частями гидротурбины следует блок, подготовленный к бетонированию, и особенно монтажные штрабы тщательно очистить от посторонних предметов и мусора. Поверхности ранее уложенного бетона, сопрягающиеся со вновь укладываемым бетоном, надо насечь и промыть, а в зимнее время еще и пропарить. Поверхности механических деталей, идущих в бетон, необходимо очистить от краски и нефтепродуктов. Очень большое значение имеют темпы бетонирования: очередной слой бетона надо успеть уложить на предыдущий, уже уложенный слой, прежде, чем тот успеет схватиться. Нарушение этого правила приводит к браку, а при неисполнении его — к авариям оборудования. Вот почему надо твердо помнить, что сроки схватывания бетона невелики — для разных марок они различны, но в общем не выходят за пределы 1—2 ч. Особенно тщательно следует наблюдать за бетонированием штраб бетоном, приготовленным с применением быстросхватывающихся цементов или добавок, ускоряющих схватывание.

Надежность связи укладываемого бетона с поверхностями облицовок закладных частей гидротурбины, спиральной камеры, шахт турбины и сервомоторов, камеры рабочего колеса, облицовок элементов отсасывающей трубы и др. проверяют путем простукивания ручником с внутренней стороны облицовок. Глухой звук свидетельствует об отсутствии связи бетона с металлом или наличии пустот в бетоне, что не допускается. В этом случае в облицовках засверливают отверстия и через них нагнетают бетонный раствор.

Бетон, сопрягаемый с узлами гидротурбины, должен обладать хорошей водонепроницаемостью. Она зависит от марки цемента, гранулометрического состава бетонной смеси и качества ее проработки при укладке в блоки или штрабы. Водонепроницаемость бетона характеризуется количеством поглощаемой им воды, которую нагнетают в специально пробуренные скважины. Проработка

than those specified by the design is usually employed. Concrete of grades 200—300 and higher is normally used.

The quantity, cross-section and arrangement of reinforcing bars are also specified by the design. Reduction of the reinforcement against quantity specified by the design is inadmissible, the same as increase in reinforcement because oversaturation with reinforcement, such as, in block-outs, results in poor working of the concrete mixture and development of voids. The reinforcement to be installed in concrete blocks is classified as working reinforcement and distribution reinforcement. The working reinforcement jointly with the concrete takes loads and therefore cutting out of these reinforcing bars, which is sometimes done to facilitate installation operations, is positively prohibited. In case of need, part of the working reinforcement may be cut out only after appropriate check calculations.

To ensure a reliable bond between concrete and embedded parts of a hydropower unit, the concrete block ready for further concreting and especially block-outs shall be cleared of foreign objects and construction debris. Surfaces of the concrete on which new concrete is to be poured shall be chipped and washed. In winter time, they have also to be steam cured. Surfaces of mechanical parts to be embedded in concrete shall be free from paint or oil stains. Rates of concreting are of great importance — the next layer should be placed before the preceding layer has set. Default of this requirement results in defects. Neglect in rectifying the defects may cause failure of the equipment. That is why one should remember that the setting time of concrete is short. It varies for different grades of concrete and does not exceed 1 or 2 hours. Particular emphasis should be placed on concreting the block-outs, recesses using quick setting cements or admixtures.

The adhesion between placed concrete and the surfaces of turbine embedded parts, scroll case, turbine pit and servomotors, runner case, draft tube liner, etc. is checked by rapping on the liner. Hollow sound indicates lack of adhesion between concrete and metal surfaces and presence of voids in the concrete which is not permissible. In this case, holes have to be drilled and grout injected.

Concrete bonding to the turbine parts should be adequately water tight. Water tightness of concrete depends on the cement grade, aggregate grading and thoroughness of working when placing the concrete in the blocks and block-outs. Water tightness of concrete is characterized by the quantity of water absorbed by it, which is to be pumped into the holes to be drilled

бетона в штрабах порой бывает затруднена из-за наличия там большого количества арматуры и всякого рода монтажных растяжек и распорок. Попытки строителей улучшить проработку бетона, удлиняя время вибрирования, часто приводят к увеличению пористости бетона. Происходит это потому, что чрезмерным вибрированием доводят бетонную смесь до появления в ней пены, в результате чего бетон обогащается пузырьками воздуха.

Твердение бетона, уложенного в блок или в штрабу, должно происходить обязательно при положительной температуре блока — не ниже $+5^{\circ}\text{C}$. Считается, что бетон становится достаточно прочным после набора 2000 положительных градусо-часов. Градусо-часы получаются перемножением температуры бетонной смеси на часы выдержки; при этом следует учитывать, что температура в течение времени выдержки изменяется, поскольку химико-физические процессы, происходящие при твердении бетона, приводят к саморазогреву блока.

Надо иметь в виду и то, что тепло, выделяемое твердеющим бетоном, способствует испарению воды, особенно с поверхностного слоя, и быстрому сокращению объема этого слоя, в то время как объем внутреннего массива сокращается значительно медленнее. Неравномерное сокращение различных слоев бетона приводит к образованию усадочных трещин. Чтобы предотвратить появление этих трещин, бетон в первые дни твердения покрывают матами или брезентом и периодически смачивают водой, сохраняя тем самым его поверхность во влажном состоянии.

4-4. ОБЛИЦОВКИ ОТСАСЫВАЮЩИХ ТРУБ

A. КОНСТРУКЦИЯ ОТСАСЫВАЮЩИХ ТРУБ И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

Отсасывающая труба является как бы конечным элементом проточной части реактивной гидротурбины. Конфигурация и размеры отсасывающей трубы зависят от конструкции, габаритов и мощности гидроагрегата. Так, отсасывающие трубы средних и крупных вертикальных гидроагрегатов бывают изогнутыми (рис. 26, а), а для мелких вертикальных агрегатов, как правило, — прямыми, напоминающими своей формой усеченный конус (рис. 26, б). У горизонтальных прямооточных и полупрямооточных гидроагрегатов всех габаритов отсасывающие трубы гидротурбины напоминают вначале по форме прямой усеченный конус, а затем превращаются в усеченную пирамиду.

Прямая коническая труба с углом конуса $4-9^{\circ}$ на сторону энергетически более совершенна и проста,

for this purpose. Working of the concrete in block-outs is sometimes hampered by a great number of reinforcing bars or various erection bracings and tie rods. Endeavours of builders to improve quality of working by extending the vibration time often increase the concrete porosity because overvibration brings on frothing which causes the concrete to entrain air bubbles.

Hardening of concrete placed in the block or a blockout should take place at a positive temperature not lower than 5°C . The concrete is considered adequately strong after attaining 2000 positive degree/hours. The degree-hour is the product of concrete mix temperature times hours of curing. It should be borne in mind that temperature varies throughout curing, because chemical and physical processes taking place in hardening cause exothermal reaction.

The heat evolution by the hardening concrete contributes to the drying up of water especially from the surface layer and rapid shrinkage of this layer while the volume inside the concrete block tends to contract at a much slower rate. Nonuniform contraction of different concrete layers causes shrinkage cracks to develop.

To prevent such cracking during the first days of hardening, the concrete should be covered with mats or burlaps and wetted regularly thus keeping the exposed surface continually moist.

4-4. DRAFT TUBE LINER

A. CONSTRUCTION OF DRAFT TUBES AND THEIR FUNCTION

The draft tube is a sort of an end element of the reaction turbine water passage. The shape and location of the draft tube depend on the construction, dimensions and capacity of the hydropower unit. The draft tubes of medium- and large-size vertical hydropower units are of an elbow configuration (Fig. 26 a), small-size units have, as a rule, straight draft tubes resembling a truncated cone (Fig. 26 б). The draft tubes for horizontal straight-flow and bulb units of all sizes resemble initially a truncated cone and then they pass into a truncated pyramid.

A straight tapered draft tube with a cone angle of $4-9^{\circ}$ is more perfect in terms of energy and simpler in construction but its application on vertical hydro-

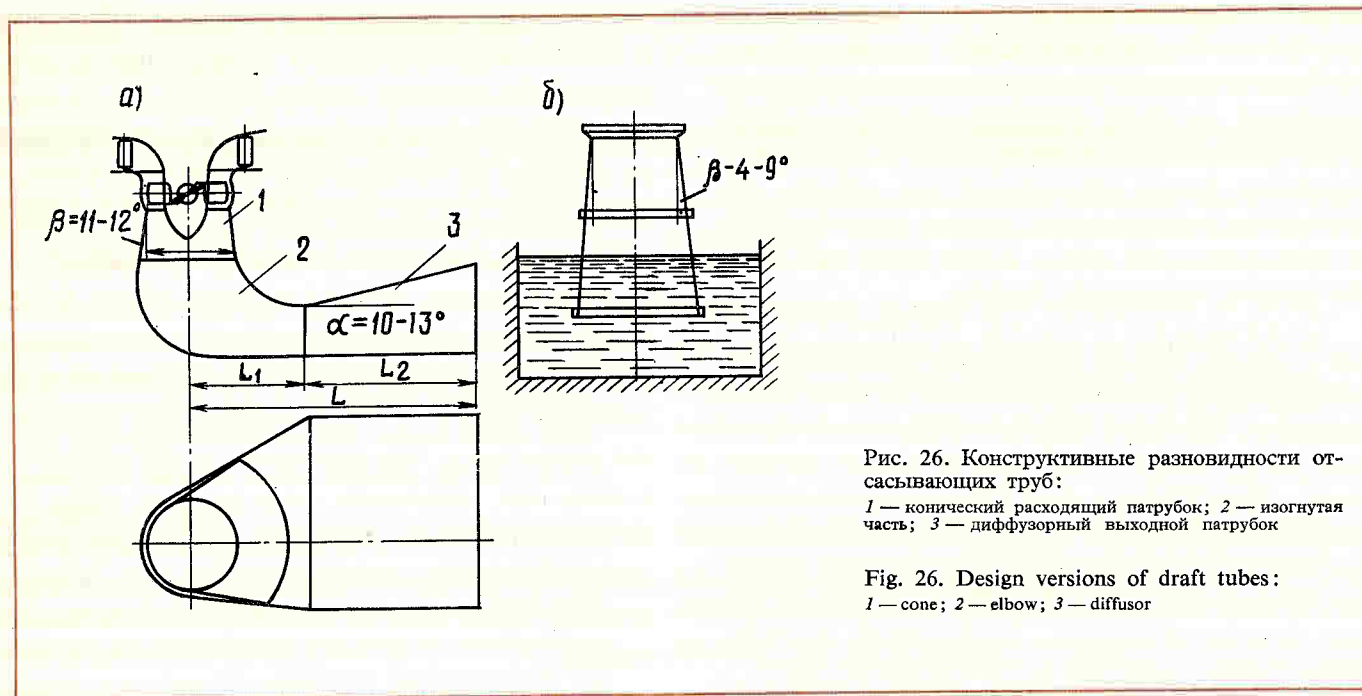


Рис. 26. Конструктивные разновидности отсасывающих труб:

1 — конический расходящийся патрубок; 2 — изогнутая часть; 3 — диффузорный выходной патрубок

Fig. 26. Design versions of draft tubes:

1 — cone; 2 — elbow; 3 — diffuser

однако ее применение в вертикальных гидроагрегатах сопряжено со значительным увеличением объема строительных работ, поскольку для получения наименьших потерь энергии на выходе из трубы пришлось бы намного увеличить длину последней, а следовательно, и ее заглубление.

Назначение отсасывающей трубы — отводить воду от рабочего колеса гидротурбины в нижний бьеф, обеспечивая при этом наибольшее использование напора. У вертикальных гидроагрегатов отсасывающая труба выполняет еще и другую функцию — она выправляет поток воды, превращая его из вертикального в горизонтальный. Наибольшее использование напора обеспечивается за счет имеющегося на выходе отсасывающей трубы расширения, благодаря которому снижаются выходные скорости воды и увеличивается пропускная способность рабочего колеса. Это создает условия для увеличения отдачи энергии потока, так как под рабочим колесом создается дополнительное понижение давления, пропорциональное кинетической энергии $v^2/2g$, остающейся в потоке на выходе из рабочего колеса. В изогнутых трубах восстановление энергии происходит в большей мере в конусе, нежели в отводе. Это объясняется, по-видимому, вредным влиянием изогнутой части, способствующей завихрению потока.

Наличие отсасывающей трубы позволяет, кроме того, устанавливать рабочее колесо гидротурбины выше уровня воды в нижнем бьефе, практически без потерь напора. Отсутствие потерь объясняется тем, что под рабочим колесом работающей гидротурбины создается дополнительное разрежение, равное высоте расположения рабочего колеса над уровнем нижнего бьефа.

power units involves considerable increase in construction work because to obtain the lowest energy losses at the draft tube outlet, its length, and hence, the depth of setting must be considerably increased.

The draft tube is intended to conduct water from the runner to the downstream reach affording thereby maximum utilization of the available head. On vertical units, the draft tube turns the flow also from vertical into horizontal. The maximum utilization of the head is provided by diverging at the discharge end of the draft tube, which reduces the exit velocities and increases passing capacities of the runner. This creates conditions for giving up energy by the flow because under the runner additional pressure reduction is developed which is proportional to kinetic energy $v^2/2g$ unrecovered from the flow leaving the runner. In elbow-shaped draft tubes, energy recovery takes place to a greater extent in the cone rather than in the discharge tube. It may be attributed to the adverse effect of the bend causing the flow to whirl.

Besides, the draft tube permits the runner to be installed above the downstream level without practically any loss of head. The absence of head losses is due to additional pressure reduction that develops under the operating runner which is equal to the difference in elevations of the runner and the downstream reach level.

Установка рабочего колеса несколько выше уровня воды в нижнем бьефе позволяет соответственно уменьшить заглубление отсасывающей трубы, а следовательно, и объем строительных работ. Кроме того, облегчается эксплуатация гидротурбин, так как в этом случае для осмотра рабочего колеса уже не требуется ставить шандоры со стороны нижнего бьефа и откачивать воду из отсасывающей трубы. Однако величина завышения положения рабочего колеса над уровнем воды в нижнем бьефе ограничивается явлениями кавитации в зоне рабочего колеса при работе гидротурбины, о чем подробнее будет сказано в § 9-4.

Форма и геометрические размеры различных сечений отсасывающей трубы определяются характером распределения скорости в сечениях потока. Чем равномернее поток, тем меньше потери энергии в отсасывающей трубе. Форма и геометрические размеры выбираются не столько на основании аналитических расчетов, сколько по результатам испытаний расчетных моделей труб. Отсасывающая труба неудачной формы или неправильного сечения может снизить к.п.д. гидротурбины на 5—8%.

Выбору оптимальных размеров отсасывающих труб было посвящено немало экспериментов зарубежных и отечественных институтов и заводов. Так, проведенные на Ленинградском металлическом заводе имени XXII съезда КПСС лабораторные испытания рациональной серии однотипных отсасывающих труб с коленом позволили сделать ряд выводов:

1. Угол α подъема потолка выходного диффузорного патрубка 3 (рис. 26) сохраняет оптимальные значения, если его величина будет изменяться в обратно пропорциональной зависимости от изменения длины этого патрубка. Его численное значение должно находиться в пределах от 10 до 13° при длине патрубка $L_2 = (2,4 - 1,8)D$.

2. За счет увеличения конусности диффузора в плане при расширении выходного сечения трубы угол α может быть несколько уменьшен, а к.п.д. и мощность гидроагрегата несколько увеличены.

3. Удлинение выходного диффузорного патрубка, а также и расширение колена за счет удлинения его горизонтальной части дают некоторое повышение к.п.д.

4. Увеличение заглубления отсасывающей трубы, производимое за счет удлинения вертикального конического патрубка, значительно увеличивает к.п.д. Следует, однако, заметить, что этот эффект получается лишь при сравнительно небольшом удлинении.

Отсасывающие трубы в большинстве случаев делаются бетонными с частичной облицовкой некоторых участков металлическими листами. Лишь в исключительных случаях они облицовываются ме-

Installation of the runner somewhat above the downstream level enables the depth of the draft tube setting to be reduced and hence permitting of reducing the scope of construction work. In addition, maintenance of the turbine is facilitated because stoplogs on the downstream reach side and dewatering of the draft tube are not required during inspections of the turbine. Elevation of the runner above the downstream level, however, is limited by cavitation in the runner zone at the operating hydropower unit (for details see Section 9-4).

The shape and geometric dimensions of various draft tube sections are determined by distribution of velocities across the flow. The more uniform the flow, the less will be energy losses in the draft tube. The shape and dimensions are determined from the results of tests on the models of design tubes rather than from the analytical calculations. A draft tube of a poor shape or a wrong section may reduce the turbine efficiency by 5—8 per cent.

A lot of experiments conducted by design agencies and manufacturers both in this country and abroad were devoted to optimization of the draft tube sizes. Laboratory studies conducted at the Leningrad Metal Works named after the XXII Congress of CPSU, on a series of the homologous elbow type draft tubes enabled the following conclusions to be made.

1. Angle α of diffuser tube 3 roof slope (Fig. 26) tends to maintain its optimum values if its magnitude changes as an inversely proportional function of change in the length of this tube. Its numerical value must be within 10 to 13° at a tube length $L_2 = (2.4 - 1.8)D$.

2. Angle α can be somewhat reduced and the efficiency and capacity of the unit increased by diverging the diffuser in plan with enlargement of the tube exit section.

3. Extension of the diffuser and widening of the elbow through increasing the length of the horizontal tube afford some gain in efficiency.

4. A deeper setting of the draft tube through the extension of the vertical tapered tube provides for a considerable rise of efficiency. It should be noted, however, that only a comparatively small extension will give this effect.

In most cases the draft tubes are formed in concrete, some portions being lined with steel plates. Plate-steel liner for the full length of the draft tubes is pro-

таллическими листами на всем своем протяжении. До недавнего времени руководствовались таким правилом: облицовывали те участки, на которых средние скорости движения потока воды были выше 5 м/с. Теперь же, в связи с повышением износоустойчивости бетонов, упомянутый предел скорости значительно повысили и металлическими листами облицовывают только начальный расширяющийся конус. Это позволит нам ограничиться рассмотрением монтажа лишь этих расширяющихся конусов радиально-осевых и поворотных лопастных гидротурбин.

Б. МОНТАЖ ОБЛИЦОВКИ РАСШИРЯЮЩЕГОСЯ КОНУСА ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Облицовка расширяющегося конуса отсасывающей трубы у подавляющего большинства радиально-осевых гидротурбин представляет собой металлическую конструкцию, свариваемую из листов в одно целое, а затем заливаемую снаружи бетоном. Некоторые иностранные турбостроительные фирмы делают расширяющиеся конусы из стального или чугуна. Такие конусы эксплуатируются без заливки их бетоном (рис. 27).

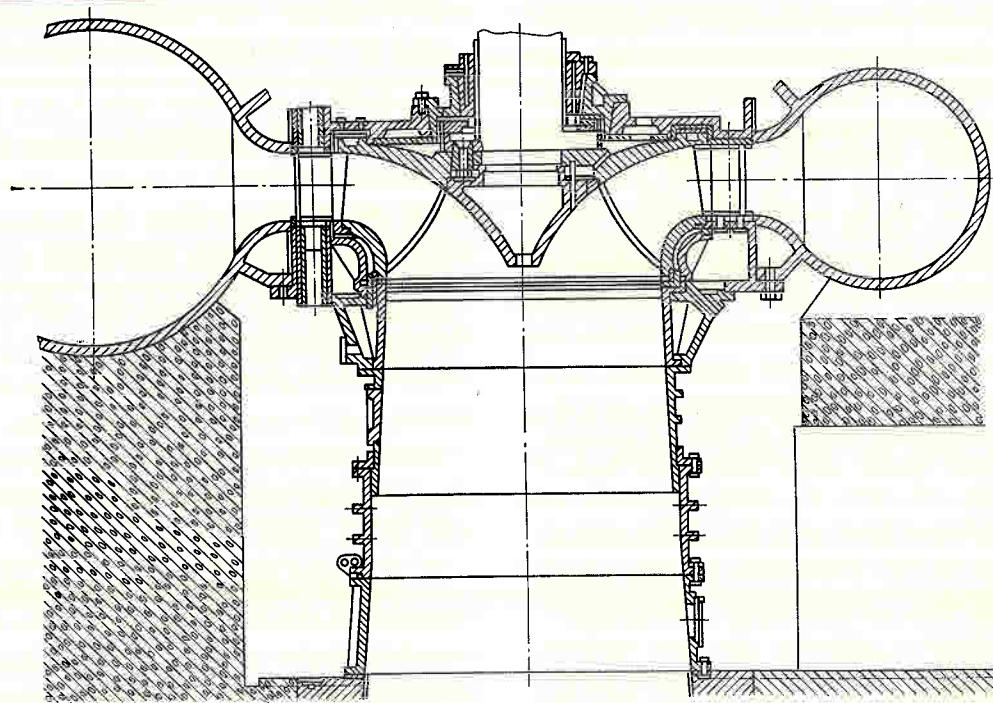


Рис. 27. Радиально-осевая гидротурбина с литым конусом отсасывающей трубы, не заливаемым в бетон

Fig. 27. Radial-axial hydraulic turbine with cast draft tube cone without concreting

vided only in exceptional cases. Until recently the following rule was in practice — the lining was applied only to the portions where water flow velocity was in excess of 5 m/s. At present this velocity limit is increased because of advances in the mechanical endurance of concrete, so plate steel liners are used only at the upper tapered cone of the draft tube. Therefore, the discussion given below will concern only the installation of tapered cones of radial-axial and adjustable-blade turbines.

B. INSTALLATION OF DRAFT TUBE CONE LINER OF RADIAL-AXIAL TURBINES

The draft tube cone liner at most radial-axial turbines is a metal construction made of steel plates welded together and grouted in concrete from outside. Some foreign turbine manufacturers make draft tube cone liners of cast steel or cast iron. Such liners are operated without concreting (Fig. 27).

In the modern practice, welded draft tube cone liners are installed without provision of recesses, i.e.

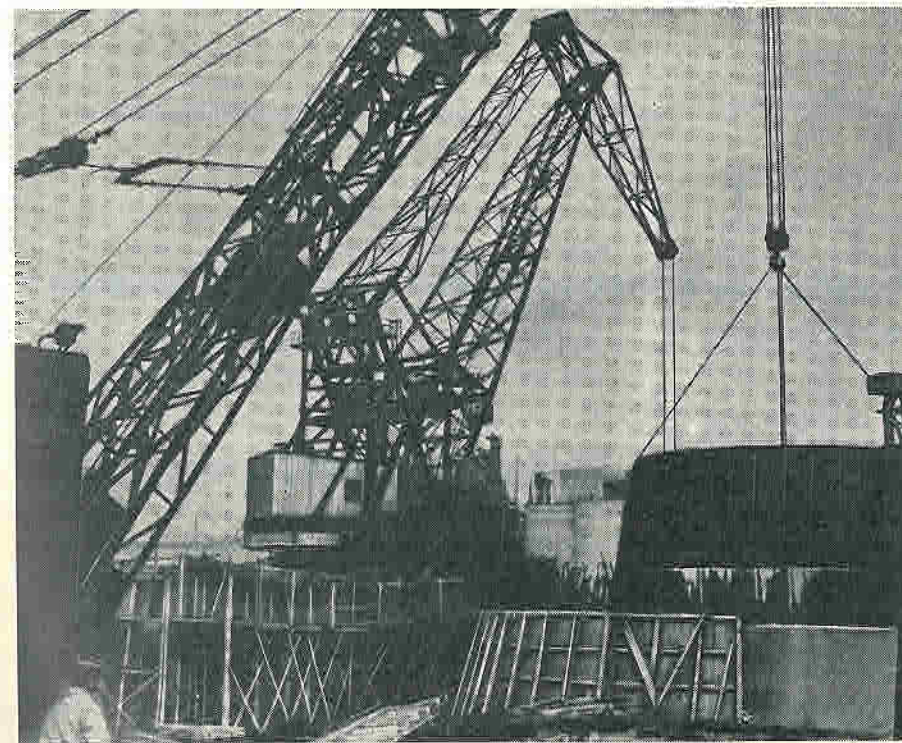


Рис. 28. Установка собранной в один блок облицовки конуса отсасывающей трубы

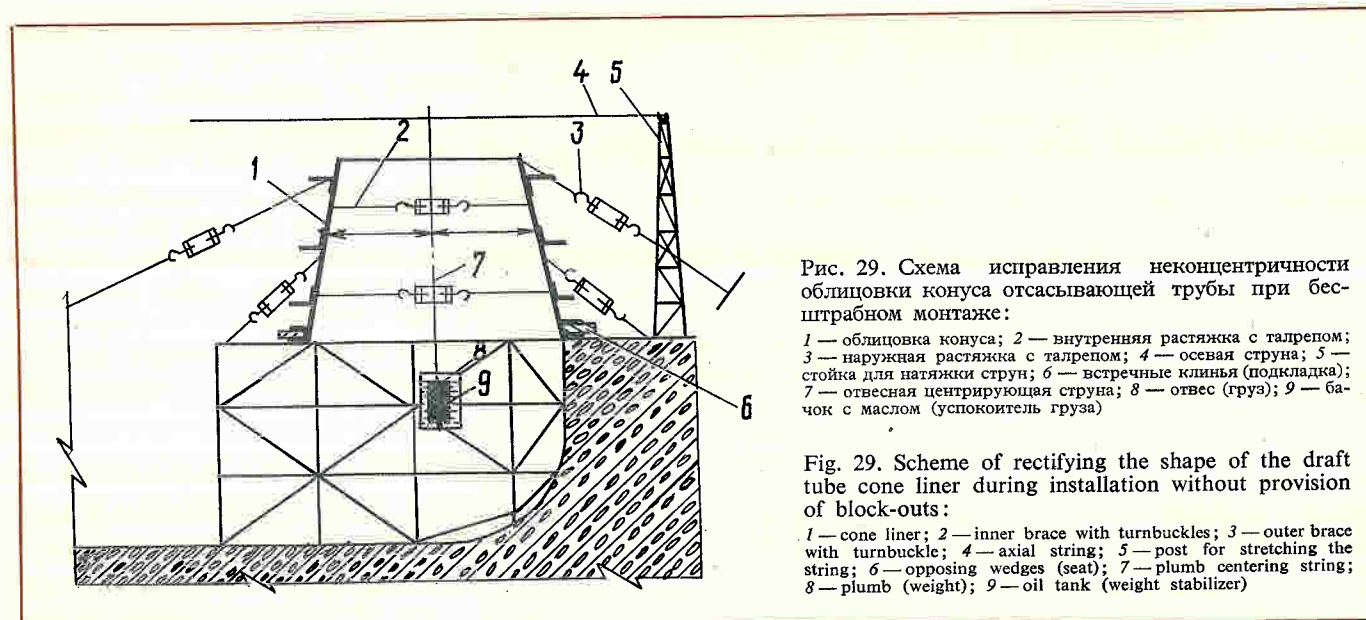
Fig. 28. Installation of cone liner assembled in one piece

В современном гидростроительстве монтаж сварных облицовок конусов отсасывающих труб производится, как правило, бесштрабным способом, т.е. до укладки бетонного блока до этих отметок. В этом случае облицовка служит одновременно и опалубкой при бетонировании бетонного блока. Преимущества такого способа заключаются не только в отказе от дорогостоящей опалубки, но и в том, что бетонирование производится в один прием вместо двух при штрабном способе монтажа. Очень важно и то, что уложенный таким способом бетон всегда обладает более высокими качествами, чем бетон, уложенный в два приема, так как проработка бетона, укладываемого во второй прием, серьезно ухудшается из-за стесненности работы в оставленных для монтажа штрабах.

Облицовки конусов отсасывающих труб крупных гидроагрегатов ввиду их железнодорожной негабаритности прибывают на строительство с заводоизготовителей отдельными сегментами (по 2—4—8 шт. в комплекте), которые свариваются в одно целое непосредственно на месте установки или на какой-либо сборочной площадке. В последнем случае их устанавливают на место целиком. При этом надо учитывать наличие грузоподъемных средств, так как эти облицовки, как правило, ставятся строительными механизмами, когда эксплуатационные краны еще отсутствуют. Сборка облицовки на сборочной площадке и установка ее на место целиком (рис. 28) являются наиболее целесообразным решением вопроса, так как при этом сокращаются работы в кратере агрегата и уменьшаются строительные помехи. Кроме того,

prior to pouring the concrete to these elevations. In this procedure, the liner serves also as a formwork during concrete placement into the block. This method is favoured not only because it dispenses with costly formworks but also because single-stage concreting can be used instead of two stages required by a block-out method. It is also essential that the concrete placed in such a way will have a higher quality than the concrete placed in two stages because working of the second stage concrete in place is impaired due to restricted conditions in the installation block-outs.

Because of limitations imposed by the railway clearance gauges, the draft-tube liners for large size units are delivered to the job site in sections (2—4—8 pieces per set) which are welded together in place or at an assembly floor. When this is the case, a complete liner assembly is installed in position. One should take into account, however, availability of hoisting mechanisms because these liners are, as a rule, installed by construction mechanisms when permanent cranes are not yet available. Assembly of a liner at the assembly floor and its installation in situ in one piece (Fig. 28) is the most practical approach to the problem; it cuts time of installation operations in the pit and reduces conflicts with construction operations. Besides, the bulk of assemblage and welding is carried out in more convenient unencumbered conditions.



большая часть работ по сборке и сварке производится в более удобных, нестесненных условиях.

Опускать облицовку в кратер — все равно частями или полностью — следует до установки фундаментного кольца. Если конструкция гидротурбины позволяет, то по возможности вместе с облицовкой нужно устанавливать и фундаментное кольцо. В этом случае центрирование и выверку облицовки конуса следует производить, беря за базу расточку и верхнюю плоскость фундаментного кольца. Облицовку конуса обычно сопрягают с фундаментным кольцом при помощи сопрягающегося пояса, привариваемого к верхнему торцу облицовки и к фланцу, который либо подвешивается, либо опирается на фланец фундаментного кольца и сболчивается с ним болтами. Облицовка конуса, будь она цельной или собранной из отдельных сегментов, имеет, как правило, большие искажения геометрической формы. Они возникают главным образом в результате деформаций, вызываемых перераспределением напряжений после сварки или же объясняются небрежной транспортировкой. Исправление геометрической формы, т.е. придание облицовке концентричности, производится с помощью растяжек с талрепами, домкратов и других растягивающих и расширяющих устройств. Те из этих устройств, которые расположены с внешней стороны конуса, остаются в блоке и заливаются бетоном, внутренние же снимаются (но только после затвердевания бетона). Схема исправления неконцентричности облицовки конуса отсасывающей трубы при бесштрабном монтаже приведена на рис. 29.

Если конус отсасывающей трубы представляет собой литую конструкцию, как это было показано на рис. 27, то монтаж ее сводится к сборке на болтах отдельных колец или сегментов в одно целое. Ника-

The liner, either in sections or in one piece, should be lowered in place prior to installation of the foundation ring. If the turbine construction permits, the foundation ring should be installed, whenever possible, together with the liner. In this case, the liner should be centered and checked for alignment with reference to the bore and upper surface of the foundation ring. The draft tube liner is usually joined to the foundation ring through an intermediate band to be welded to the top butt of the draft tube liner and to the flange which is either suspended from or carried by the foundation ring flange and is bolted to it. The draft tube liner, whether in one piece or sectionalized, usually has serious distortions of shape. These distortions result primarily from deformations caused by redistribution of stresses after welding or negligence in handling. Rectifying the geometry, i.e. concentric shaping is done with the aid of turnbuckles, jacks and other stretching and expanding devices. The devices which are located outside the cone are left in the concrete and are grouted up. The inner devices have to be removed (but only after hardening of concrete). A scheme of rectifying the shape of the draft tube cone liner when it is erected without provision of block-outs is shown by Fig. 29.

In the draft tube cone is of a cast construction, as is shown on Fig. 27, its installation consists in assembly of separate rings and sections by bolting them together. No concentric shaping can be done because this construction is adequately rigid and all

ких исправлений неконцентричности делать уже не приходится, так как эта конструкция достаточно жесткая, а все плоскости разъема отдельных элементов ее механически обрабатывались и собирались на заводе-изготовителе. Внутренняя поверхность конуса также обрабатывалась на заводе: она растачивалась на станке, когда все элементы конуса уже были собраны в кольцо. Порядок сборки отдельных частей такой облицовки определяется конструкцией ее сопрягающихся элементов и в основном аналогичен разобранному вариантам для стальных сварных облицовок. Все рекомендации, касающиеся монтажа стальных сварных облицовок, действительны и для этого случая.

Перед сдачей облицовки под бетонирование ее проверяют; определяя правильность установки и надежность крепления. Данные о замерах положения облицовки, предъявленной под бетонирование, заносят в формуляр (рис. 30). В этот же формуляр вписывают данные об отклонениях от проектных размеров, допускаемых техническими условиями на монтаж гидроагрегатов (табл. 2).

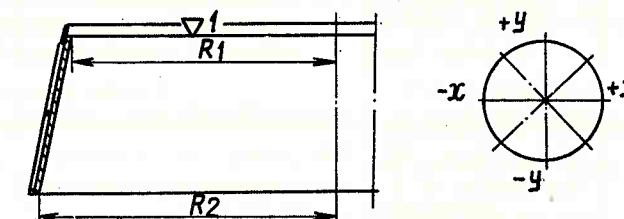


Рис. 30. Формуляр на установку облицовки конуса отсасывающей трубы гидротурбины

Fig. 30. Record sheet of installation of draft tube cone liner

Обозначение Designation	Размер по чертежу Size acc. to dwg	Фактические размеры по осям, мм Actual sizes in axes, mm								Отклонение, мм Deviation, mm	
		+	+	+	+	+	+	+	+	фактическое максимальное actual max.	допустимое по ТУ permissible acc. to specification
$\nabla 1 (M)$ R_1 R_2											
Представители Representatives		Фамилия Name		Подпись Signature		Дата Date					
Монтирующей организации Installation organization											
Завода-изготовителя Manufacturing plant											
Заказчика Customer											

split joints of separate members were machined and assembled in the shop. The inner surface was also machined in the shop — it was bored at the machine tool after assembly of all the cone elements in a ring. The assembly procedure for separate sections of such a liner is governed by the design of mating members and is basically similar to the alternative procedures developed for the welded plate-steel liners. All recommendations related to the installation of plate-steel liners are applicable to this case as well.

Prior to releasing the liner for concreting it has to be checked for alignment and reliability of attachment. Readings taken on the alignment of the liner to be released for concreting, should be entered into a record sheet (Fig. 30). Filled in this record sheet are also data on deviations from the design dimensions allowed by the Technical Specification for installation of hydraulic units (Table 2).

ДОПУСКИ НА МОНТАЖ ОБЛИЦОВОК КОНУСА ОТСАСЫВАЮЩИХ ТРУБ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ И ПОВОРОТНО-ЛОПАСТ- НЫХ ГИДРОТУРБИН

Характер отклонения	Место замера	Допустимое отклонение (мм) для рабочего колеса гидротурбины диаметром (не более), мм				
		2000	3000	5000	7200	9300
Нецилиндричность ΔR	Верхний и нижний торцы облицовки	5	6	10	15	20
Смещение оси облицовки от вертикальной оси агрегата Δx и Δy	От вертикальной оси агрегата до верха облицовки	5	6	8	10	12
Негоризонтальность	Верхний торец облицовки конуса или верхний фланец на ней	4	6	10	12	15

Таблица 2

INSTALLATION TOLERANCES FOR DRAFT TUBE LINERS OF ADJUSTABLE-BLADE AND RADIAL-AXIAL TURBINES

Type of deviation	Place of measurements	Tolerance (mm) for runner diameter (not more than), mm				
		2000	3000	5000	7200	9300
Deviation from cylinder shape ΔR	Upper and lower butt ends of liner	5	6	10	15	20
Displacement of liner axis with respect to vertical center line of unit, Δx and Δy	From vertical center line of unit to top of liner	5	6	8	10	12
Deviation from level	Upper butt end of liner or upper flange	4	6	10	12	15

Table 2

В. МОНТАЖ ОБЛИЦОВКИ РАСШИРЯЮЩЕГОСЯ КОНУСА ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Облицовки конусов отсасывающих труб поворотно-лопастных гидротурбин делаются сварными из стальных листов аналогично разобранным ранее облицовкам радиально-осевых гидротурбин. Верхний торец этих облицовок сопрягается либо с фундаментным кольцом, либо непосредственно с камерой рабочего колеса через специальный сопрягающийся пояс. Этот пояс одной гранью приваривают к облицовке, а другой — к фундаментному кольцу. Если в конструкции гидротурбины фундаментное кольцо отсутствует, то вторую грань сопрягающегося пояса приваривают непосредственно к нижнему поясу камеры рабочего колеса. Сопрягающийся пояс делают с запасом по высоте для того, чтобы его можно

С. INSTALLATION OF DRAFT TUBE CONE LINER AT ADJUSTABLE-BLADE HYDRAULIC TURBINE

The draft tube cone liners of adjustable-blade turbines are made of welded steel plates similar to the liners of radial-axial turbines that were discussed above. The upper butt ends of those liners are joined either to the foundation ring or directly to the runner case through a special intermediate band. One edge of this band is welded to the liner, the other to the foundation ring. If a foundation ring is not provided in the design of a hydraulic turbine, then the upper edge of the intermediate band is welded to the discharge ring. The intermediate band is fabricated with excess height to enable the band to be trimmed and fitted

было обрезать и подогнать по месту. Подгонку и приварку сопрягающегося пояса обычно производят после установки и центрирования всего нижнего узла закладных частей и проверки правильности установки его по нижнему кольцу направляющего аппарата. Приваривать сопрягающийся пояс к фундаментному кольцу и облицовке конуса до установки нижнего кольца направляющего аппарата не рекомендуется, так как возможны отклонения линейных размеров высоты отдельных поясов камеры рабочего колеса и нижнего кольца направляющего аппарата. Эти отклонения могут привести к занижению или завышению положения нижнего кольца направляющего аппарата.

Если по каким-либо соображениям все же требуется сдать камеру рабочего колеса под бетонирование до установки нижнего кольца, то прежде, чем приступить к заварке сопрягающегося пояса, необходимо проверить в натуре высотные размеры нижнего кольца направляющего аппарата. Это позволит, учтя возможные отклонения по нижнему кольцу, выставить фланец верхнего пояса камеры рабочего колеса на уже скорректированную отметку. Во всем остальном монтаж облицовок конуса отсасывающих труб поворотно-лопастных гидротурбин производится порядком, уже описанным применительно к радиально-осевым гидротурбинам. Допуски на отклонения были приведены в табл. 2.

Крупногабаритным облицовкам, собранным на сборочной площадке перед переносом на место, придается дополнительная жесткость установкой внутри их распорок.

Удачным решением является сборка облицовки на специальном кондукторе (рис. 31).

in the field as required. The intermediate band is usually fitted and welded after installation of the entire lower assemblage of embedded parts and checking for its alignment with reference to the lower wicket gate ring. It is not recommended that the intermediate band should be welded to the foundation ring and the cone liner prior to installing the lower wicket gate ring because there may be deviations in the vertical dimensions of separate rings of the runner chamber and the lower wicket gate ring. These deviations may cause the lower ring to be placed not to elevation (too high or too low).

If because of some reasons the runner case has to be released for concreting prior to installing the lower ring, it is necessary to check actual vertical dimensions of the lower ring before welding the intermediate band. This allows for setting the flange of the upper throat ring to the revised elevation with due regard to possible deviations in the lower ring. All other installation operations on the draft tube liner of adjustable-blade turbines follow the sequence described for radial-axial turbines.

For tolerances see Table 2.

Large-size liners assembled on the assembly floors, are stiffened by struts prior to handling to the place of installation.

It is good practice to use a special jig (Fig. 31) for the assembly of liners.

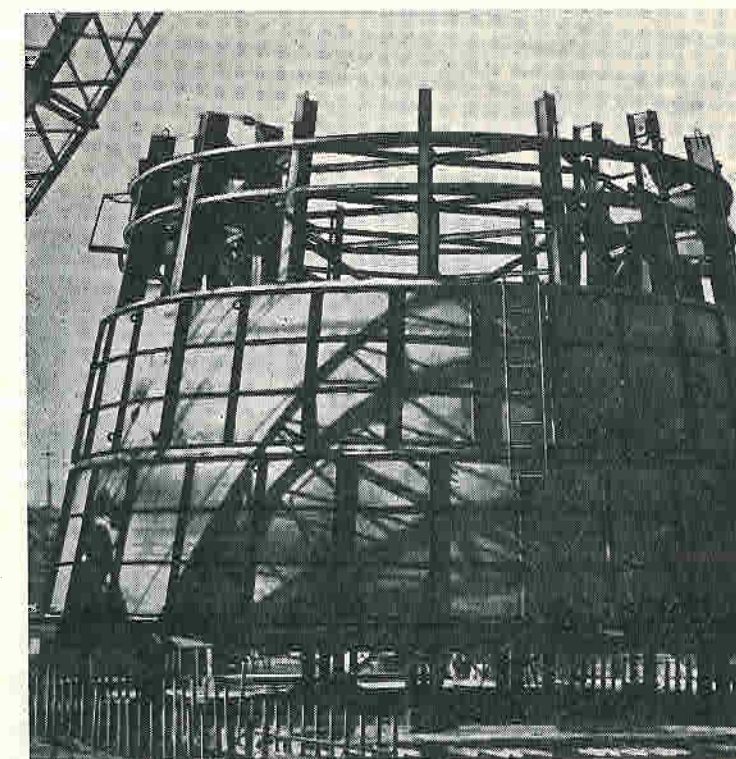


Рис. 31. Укрупнительная сборка облицовки конуса гидротурбины на кондукторе

Fig. 31. Large-sized assembly of turbine cone liner with a jig

4-5. СТАТОРЫ И СТАТОРНЫЕ КОЛОННЫ ГИДРОТУРБИН

А. КОНСТРУКЦИЯ СТАТОРОВ И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

Хотя статоры гидротурбины представлены весьма различными конструкциями и обладают многими оригинальными особенностями, тем не менее их можно объединить в три основные группы. К первой группе относятся статоры с неотъемными колоннами. Это относительно жесткие кольцевые литые или сварные конструкции из верхнего и нижнего колец, между которыми расположены колонны, составляющие с этими кольцами одно целое. Такие статоры для гидротурбин больших габаритов делают из отдельных сегментов, соединяемых друг с другом болтами (рис. 32). Статоры небольших гидротурбин изготовляют неразъемными.

Во вторую группу входят статоры, соединяемые из устанавливаемых на бетон статорных колонн, к которым прикрепляют только одно верхнее кольцо. В некоторых конструкциях гидротурбин это кольцо является одновременно и верхним кольцом направляющего аппарата (рис. 33).

Статоры третьей группы, предназначенные для высоконапорных радиально-осевых гидротурбин, отливаются из стали за одно целое со спиралью, которая, в зависимости от габаритов, состоит из двух или четырех частей, соединяемых между собой болтами. Монтаж статоров третьей группы мы рассмотрим в § 4-7 при описании монтажа спиральных камер.

Статоры гидротурбин (за исключением статоров гидротурбин с литыми спиральями) воспринимают на себя и передают фундаменту суммарную нагрузку от веса гидроагрегата, передаваемого через бетонный блок, и веса самого бетонного блока, опираю-

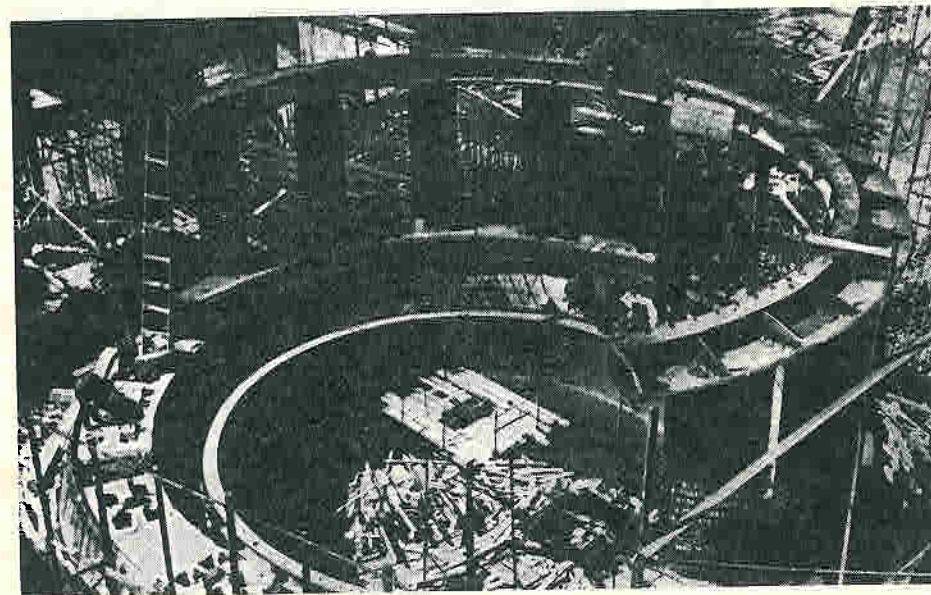


Рис. 32. Монтаж сегментов сварного статора гидротурбины

Fig. 32. Assembly of welded stay rings

4-5. STAY RINGS AND STAY VANES

А. MECHANICAL DESIGN OF STAY RINGS AND THEIR FUNCTION

Though the stay rings vary rather in construction and incorporate many original design features, they can be divided into three basic groups.

The first group includes stay rings with integral stay vanes. They are relatively rigid circular cast or welded structures built up of upper and lower rings with stay vanes in-between which are made integral with the rings. Such stay rings for large-size turbines are fabricated in sections to be bolted together (Fig. 32). The stay rings for small-size turbines are fabricated in one piece.

The second group includes stay rings which are made of stay vanes to be placed on the concrete and to which only the upper ring is fixed. In some designs of hydraulic turbines, this ring serves also as the upper wicket gate ring (Fig. 33).

The third group includes stay rings intended for high-head radial-axial turbines; they are cast of steel integral with the scroll case which, depending on the size, consists of two or four sections that are bolted together. Installation of the third group stay rings will be discussed in Section 4-7 when describing the installation of scroll cases.

The stay rings (except for the stay rings cast integral with scrolls) take and carry to the foundation the aggregate load due to the hydropower unit mass to be

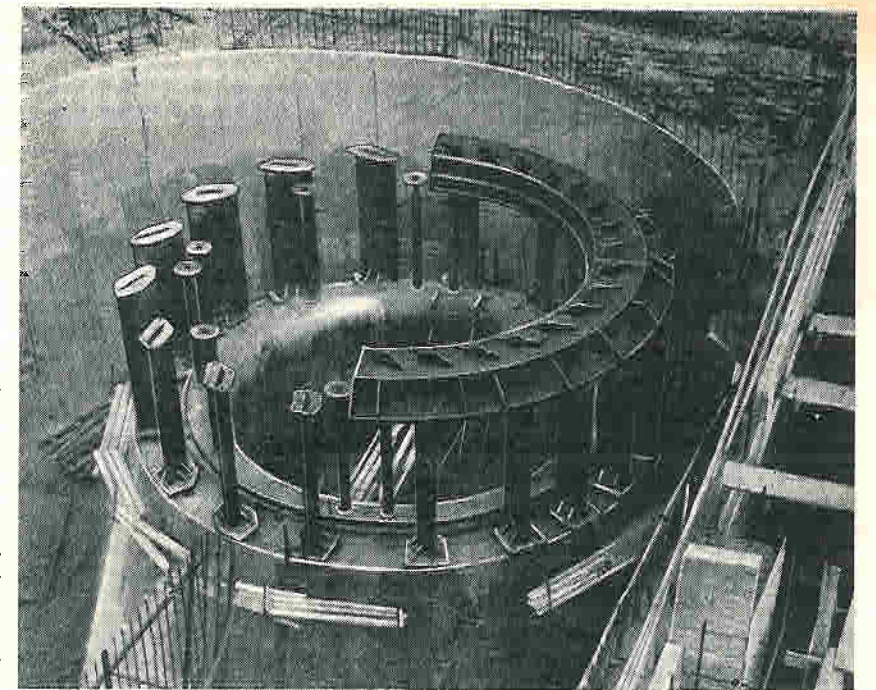


Рис. 33. Монтаж верхнего кольца статора, являющегося одновременно верхним кольцом направляющего аппарата

Fig. 33. Assembly of upper stay ring which is also wicket gate crown plate

щегося на статор, а также от осевого давления потока воды, действующего на рабочее колесо. В гидротурбинах с литыми спиральями вся эта нагрузка воспринимается отдельными бетонными опорами. Чтобы уменьшить сопротивление потоку воды, колоннам придают обтекаемую форму, а число их делают по возможности малым — обычно равным половине числа лопаток направляющего аппарата. Располагают колонны против лопаток направляющего аппарата, а не против каналов между лопатками, по которым проходит поток воды. У радиально-осевых гидротурбин к верхнему и нижнему кольцам статора при помощи сварки или клепки прикрепляют спиральную камеру. У поворотно-лопастных гидротурбин к периферийным границам верхнего и нижнего колец статора обычно примыкают металлические листы облицовки, потолка и конуса спиральной камеры.

Б. МОНТАЖ СТАТОРОВ С НЕОТЪЕМНЫМИ КОЛОННАМИ

Как уже было сказано, статор с неотъемными колоннами может представлять собой неразъемную конструкцию или же состоять из отдельных сегментов. Так как все операции по монтажу неразъемного статора встречаются при монтаже статора разъемной конструкции, то во избежание повторений мы рассмотрим ниже лишь этот последний монтаж. По той же причине не будет рассмотрен и вариант монтажа статора разъемной конструкции, по которому сегменты статора собирают попарно или в общем кольце на какой-либо сборочной площадке, а уже

transmitted through the concrete block and the mass of the concrete block resting on the stay ring as well as due to the axial flow thrust acting on the runner. In hydraulic turbines with cast scrolls all this loading is taken by separate concrete support piers. The stay vanes are streamlined to reduce resistance to the water flow; the number of vanes is reduced to a minimum — it usually equals half the number of wicket gates. The stay vanes are located opposite the wicket gates but not opposite the water passages between wicket gates. On radial-axial turbines, the scroll case is either welded or riveted to the upper and lower stay rings. On adjustable-blade turbines, steel plates of the scroll case liner, roof and cone adjoin the upper and lower stay rings around the periphery.

Б. INSTALLATION OF STAY RINGS WITH INTEGRAL STAY VANES

As is said above, a stay ring with integral stay vanes can be of a one-piece or a sectionalized construction. Since all operations on installation of a non-detachable stay ring are met within installation of a split stay ring, we are going to discuss only the latter's installation to avoid repetitions. For the same reason, we are not going to dwell on the alternative erection procedure for split stay rings under which the stay ring sections are assembled in halves or in a ring on

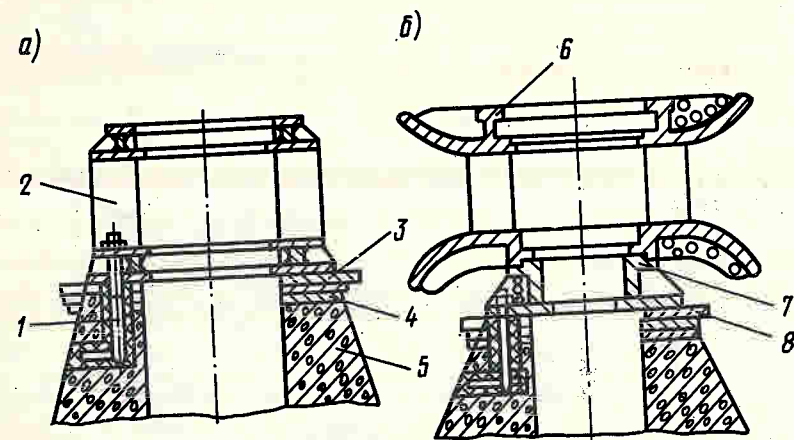


Рис. 34. Схема монтажа статоров поворотно-лопастной (а) и радиально-осевой (б) гидротурбин:

(6) гидротурбин: 1 — фундаментный болт; 2 — статор поворотной лопасти гидротурбины; 3 — встречные парные клинья; 4 — пластинчатые подкладки; 5 — бетонный конус; 6 — статор радиально-осевой гидротурбины; 7 — фундаментное кольцо; 8 — парные клинья (после центровки концы обрезать заподлицо)

Fig. 34. Installation of stay rings of adjustable-blade (a) and radial-axial (б) turbines:

bines:
1—foundation bolt; 2—stay ring of adjustable-blade turbine; 3—opposing pairs of wedges; 4—plate shims; 5—concrete cone; 6—stay ring of radial-axial turbine; 7—foundation ring; 8—opposing pairs of wedges (after alignment the ends shall be cut flush)

затем статор в виде полностью собранного кольца
устанавливают на фундамент.

С точки зрения эффективности ведения всего комплекса строительно-монтажных работ в большинстве случаев бывает целесообразно монтаж статоров поворотно-лопастных гидротурбин производить раньше монтажа камер рабочих колес с фундаментным кольцом. Такая очередность монтажа дает возможность строителям значительно раньше приступить к сооружению весьма трудоемкого бетонного подгенераторного массива. Монтаж же камеры при такой очередности работ можно производить параллельно со строительными работами по подгенераторному массиву.

У большинства конструкций радиально-осевых гидротурбин статор устанавливают нижним кольцом на фундаментное кольцо. Между фланцами этих двух колец закладывают резиновый шнур, свинцовый сурик или какой-либо другой уплотняющий материал. У поворотно-лопастных гидротурбин статор ставят на фундаментные плиты или, что бывает чаще всего, на пластинчатые подкладки. В том и другом случаях непосредственно к фланцу статора прилегают парные встречные клинья (см. рис. 34).

Статор разъемной конструкции обычно монтируют в такой последовательности. До установки сегментов тщательно подготавливают и проверяют установочные места на фундаментах. При монтаже радиально-осевых гидротурбин подготовка обычно сводится к зачистке заусенцев и забоин на посадочном фланце фундаментного кольца, проверке посадочных мест по лекальной или поверочной линейке и прогонке отверстий крепления. При монтаже поворотно-лопастных гидротурбин подготовку начинают с проверки установочных бетонных фундаментов. При этом особое внимание обращают на то, чтобы бетон под металлические прокладки был ровно подрублен до требуемой отметки и имел насеч-

the assembly floor and then the complete stay ring assembly is installed in position.

In terms of efficient performance of the entire package of construction and installation work it is usually a good practice to install the stay rings of adjustable-blade turbines before the installation of runner cases with foundation rings. Such a sequence of installation operations enables the builders to start at earlier dates construction of a rather labourious concrete block under the generator. With such a sequence of operations, installation of the runner case may be conducted concurrently with the construction activities at the under-generator concrete block.

For most designs of radial-axial turbines, the lower stay ring is placed onto the foundation ring. A rubber cord, red lead or some other sealing material is provided at the joint between the two rings. On adjustable-blade turbines, the stay ring is placed on the foundation or sole plates. In either case, opposing pairs of wedges are fitted directly to the stay ring flange (see Fig. 34).

Fig. 34).

A split stay ring is usually erected in the following sequence. The seats at the foundations should be thoroughly prepared and checked before installation of the sections. In the installation of radial-axial turbines, preparation boils down to removal of burrs and bruises on the seating flange of the foundation ring, checking the seat surfaces with a straight edge or a levelling rule and chasing the bolt holes.

In the installation of adjustable-blade turbines preparation is started with checking the concrete foundation. The concrete under sole plates must be trimmed to the elevation and chipped. The block-out for foundation bolts must be cleaned and chipped.

ку. Штрабы под фундаментные болты надо тщательно очистить и тоже насечь. Готовность фундаментов к монтажу необходимо зафиксировать в акте. В формуляре, прилагаемом к акту, следует указать расположение в плане фундаментных опор и штраб под болты.

После проверки и приемки фундаментов под монтаж надо заложить в штрабы фундаментные болты, на фундаментных опорах установить фундаментные плиты или пластины, а на них — парные встречные клинья. Ставить подкладки и клинья надо с таким расчетом, чтобы отметка верхней плоскости верхнего клина была на 2—3 мм ниже проектной и чтобы клин, в случае надобности, мог быть подбит в сторону подъема. Подкладки и клинья следует ставить радиально, лучше всего по два комплекта на каждую опорную площадку, либо с внутренней, либо с наружной стороны фундаментных болтов, вплотную к последним (рис. 35).

Подготовка сегмента статора начинается со снятия консервирующих покрытий и с запиловки забоин и заусенцев на сопрягающихся плоскостях, а также в отверстиях под штифты. Затем в окна между колоннами статора пропускают строп. К месту установки статор подают одним или двумя кранами. Место каждого сегмента (его номера, выбитого на фланце или в другом месте) должно быть вполне определенным в зависимости от продольной и поперечной осей агрегата, которые соответственно должны совпадать с осями x и y , нанесенными на статоре.

Установку начинают с одного из сегментов, имеющих нанесенную ось x или y . Установив первый

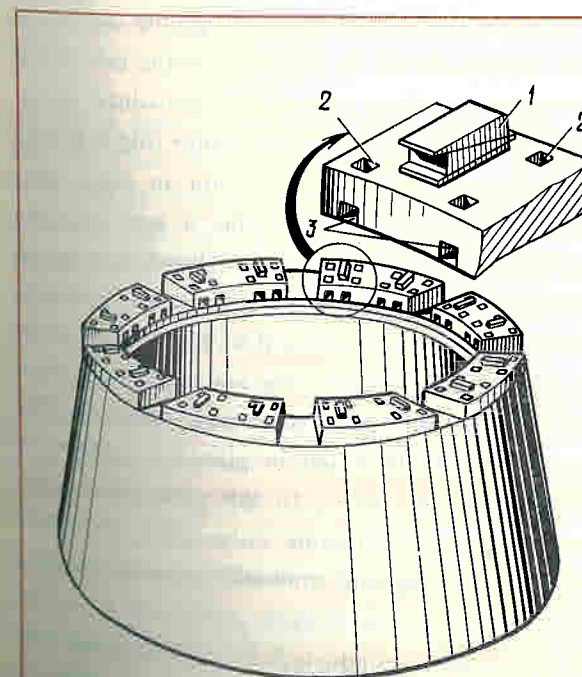


Рис. 35. Схема расположения фундаментных болтов и опор статора гидротурбины:

1 — встречные парные клинья; 2 — штрабы под фундаментные болты;
3 — штрабы под пальцы фундаментных болтов

Fig. 35. Location of foundation bolts and supports of turbine stay rings:

1 — opposing pairs of wedges; 2 — block-outs of foundation bolts; 3 — block-outs of foundation bolt pins

сегмент на фундаментные опоры, приступают к его центрированию. Это должно быть выполнено в отношении первого сегмента особенно тщательно.

Затем сегмент временно раскрепляют на его собственных опорах. У радиально-осевых гидротурбин такое крепление производится путем подтяжки сегмента болтами к фундаментному кольцу, а у поворотно-лопастных гидротурбин — путем подтяжки сегмента к опорам фундаментными болтами. Если штрабы под фундаментные болты сделаны такими, что эти болты до их заливки бетоном не могут воспринимать на себя нагрузку, то крепление первого сегмента производят либо с помощью растяжек, зацепляемых к какой-либо неподвижной конструкции, либо посредством приварки кусков арматуры к верхнему кольцу статора и к выпускам арматуры бетонного конуса спирали. Такое крепление, конечно, должно быть сделано вполне надежно, чтобы не допустить наклона или падения сегмента. После крепления надо проверить: по отвесу — вертикальность, по уровню — горизонтальность, а по рулетке от оси до кромок стыка — его положение относительно оси.

Последующие сегменты устанавливают таким же порядком, сболчивая последовательно стыки разьема ранее установленного сегмента со вновь устанавливаемым. Перед затягиванием стыков болтами устанавливаемый сегмент должен быть прицентрирован к ранее установленному так, чтобы отверстия под припасованные штифты, которые имеются в каждом стыке, взаимно совпадали и чтобы в эти отверстия можно было установить штифты. Во избежание появления забоин и вмятин разъемные плоскости во время центрирования предохраняют прокладками из фанеры или прессшпана. Как только установленные и спаренные между собой сегменты приобретут характер устойчивой конструкции, центрирование этого укрупненного сегмента следует проверить относительно оси и по высоте, с тем чтобы в дальнейшем полностью собранное тяжелое кольцо меньше приходилось перемещать по горизонтали и по высоте.

Установка последнего сегмента статора иногда наталкивается на некоторые затруднения. Это выражается в том, что он, как правило, не вписывается в оставленное для него место. Чтобы завести последний сегмент на его место, приходится ранее собранное и еще не сомкнутое кольцо несколько раздать по окружности. Обычно это производят с помощью растяжек с талрепами, прикрепляемых к границам этого неполного кольца и к арматуре бетонного массива или к каким-либо другим неподвижным конструкциям. Установить последний сегмент можно также, заведя его с внешней стороны к центру. В этом случае сегмент, досылаемый клиньями или стяжными болтами, подобно клину раздвигает края

ment of the first section must be performed with a particular care.

Then the section is dogged for the time being on its own foundation piers. On radial-axial turbines, such dogging is done by pulling up the section to the foundation ring with the aid of bolts. On adjustable-blade turbines, this is done by pulling the section down to the piers with the aid of foundation bolts. If the foundation bolt block-outs are such that they don't allow the foundation bolts to take the load before they are grouted, the first section must be fixed either by tracing from any stationary member or by welding reinforcing bars to the upper stay ring and to the rebars of the concrete scroll case cone. Such dogging must be reliable to avoid tilting or falling down of the section. After fixing, the vertical alignment must be checked from plumb. Horizontal alignment must be checked with a bench level and its position with reference to the center line must be checked with a measuring tape from the center line to the edges of the joint.

The subsequent sections are installed in the same order by bolting the joints between the preceding section and the newly installed one. Prior to bolting the joints, the newly installed section must be squared up to the preceding section to align the holes available in each joint for precision dowels and to enable the dowels to be dropped into these holes. During alignment the joint surfaces must be protected with plywood or cardboard to avoid bruising or denting. As soon as the installed and joined sections become stable, the enlarged section should be checked for the center line and elevation to reduce vertical and horizontal movements of the completely assembled heavy ring in future.

Installation of the closing section in place runs sometimes into difficulty. As a rule, it won't fit into the gap left for this section. The unclosed ring has to be spread out a bit to set the last section in place. This is usually done with the aid of turnbuckles to be secured to the ends of this ring and reinforcing bars or some other stationary structural elements. The closing section can be fitted in place by bringing it from outside to the center. In this case, the section driven by wedges or coupling bolts will move apart the edges of the ring and gradually assumes its final position.

If installation is conducted in summer time and the installation site is exposed to sun rays, the following simple method can be used: the closing section

этого несомкнутого кольца и постепенно занимает свое место.

Если монтаж производится в летнее время и место установки находится под солнцем, то прибегают к следующему простому приему: последний сегмент некоторое время держат в прохладном месте, после чего он свободно входит в оставленное ему место, так как перепад температуры только в 10° может при внутреннем диаметре статора, равном 10000 мм, обеспечить зазор между краями последнего сегмента и несомкнутого кольца статора примерно в 0,6 мм на сторону. Того же результата можно достичь и нагревом несомкнутого кольца статора от другого источника тепла. После установки последнего сегмента статора производят окончательную затяжку болтов на его стыках.

Разобранная выше стыковка статора непосредственно на месте его установки, естественно, сложнее стыковки на сборочной площадке. Поэтому там, где это только представляется возможным, статор следует устанавливать на фундамент в виде двух предварительно собранных полуколец или, еще лучше, в виде окончательно собранного кольца.

Выверка статора по высоте в плане и относительно центральной оси производится во всех случаях одинаково — независимо от того, собран ли статор из сегментов на месте установки или же поставлен на фундамент в уже собранном виде. Высотное положение статора и горизонтальность его верхнего фланца выверяют нивелиром не менее чем по восьми равномерно расположенным на фланце точкам (рис. 36).

Подъем и опускание статора осуществляют либо кранами или домкратами, либо посредством подбивки регулировочных встречных клиньев, закла-

should be kept in shade for some time; after that, it will freely get into place because a 10° temperature difference on the inner diameter of the stay ring equal to 10,000 mm, may give a 0.6 mm clearance on each side between the edges of the closing section and the ring. The same result can be achieved also by heating up the stay ring by any other source. On installing the closing section in place, the bolts must be tightened up.

The above-described procedure for joining the stay ring sections directly in place is much more complex than the joining operation on the assembly floor. Therefore, wherever possible, the stay ring should be placed on the foundation in two halves, or, even better, in one piece. Irrespective of whether the stay ring is assembled of separate sections in place or a complete assembly is lowered onto the foundation, the stay ring must be checked for the elevation, its

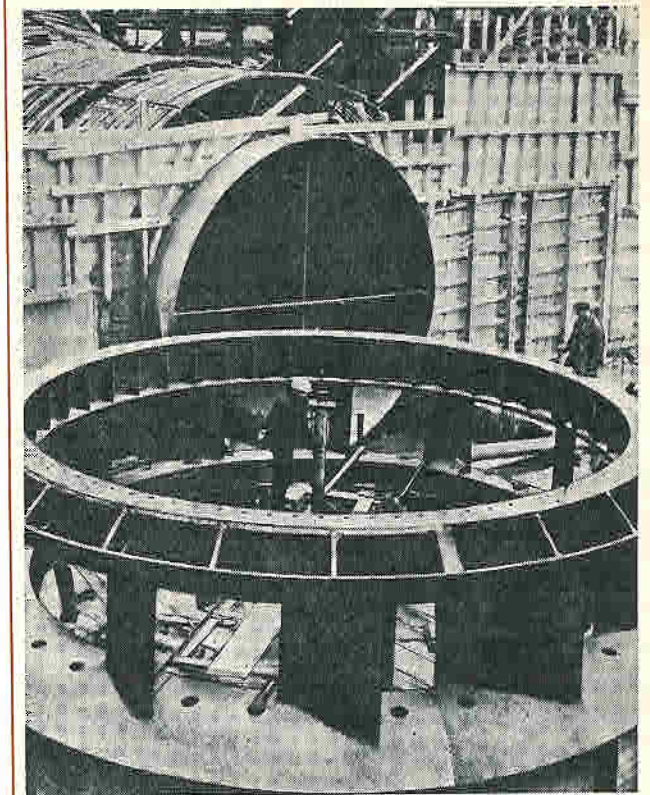


Рис. 36. Проверка нивелиром высотного положения статора гидротурбины

Fig. 36. Check-up of stay ring elevation with a transit

дываемых у радиально-осевых гидротурбин под фундаментное кольцо, а у поворотно-лопастных — непосредственно под статор (рис. 34).

Установку статора в плане, как уже было отмечено, производят по осям x и y , нанесенным на его

position in plan and alignment with respect to the center line in the same manner. The elevation and levelling of the upper flange are checked with a transit against minimum eight reference points equally spaced round the flange (Fig. 36).

The stay ring is hoisted and lowered down with the aid of cranes, jacks or by packing up the opposing wedges installed under the foundation ring at radial-axial turbines and immediately under the stay ring at adjustable-blade turbines (Fig. 34).

Positioning of the stay ring in plan is done against axes x and y marked out on the flanges. These axes are matched respectively with the longitudinal and transverse center lines of the turbine pit, along which piano wires are strung. A plumb wire is suspended from the intersection of the piano wires which serves to align the stay ring and other components to the

фланцах. Эти оси совмещают соответственно с продольной и поперечной осями кратера, через которые натягивают струны. Из центра пересечения этих струн опускают центровую струну, являющуюся в дальнейшем базой для центрирования статора и других узлов относительно оси. Следует заметить, что базой может быть и не струна, а устройство в виде хоботового циркуля, вращающегося вместе со своей осью. Основание оси хоботового циркуля должно быть строго в центре агрегата. Замеры производят не менее чем в восьми равномерно расположенных точках, т.е. в четырех взаимно противоположных сечениях. Абсолютные размеры расточки статора измеряют рулеткой, а относительные — штихмассом от оси или с помощью головки штихмассы, закрепленной на конце хоботового циркуля.

Прямолинейное перемещение статора в плане или разворот его вокруг собственной оси производят большей частью с помощью механических или гидравлических домкратов, талрепов, подъемных кранов и других механизмов. Тяжелые статоры рекомендуется перемещать с применением катков из кусков круглой арматуры, закладываемых между опорными плоскостями статора и фундаментными плитами. Для заводки и удаления этих катков статор поднимают кранами или домкратами.

Нецилиндричность статора исправляют, устанавливая внутри него растяжки с талрепами. Снимают эти растяжки только после твердения бетона, уложенного в блоки, сопрягаемые с верхним и нижним кольцами статора. Если искажения геометрических форм очень велики, то исправлять их лучше всего с помощью гидравлических домкратов, устанавливаемых между внутренней расточкой и специально изготовленной жесткой конструкцией, помещаемой внутрь статора по всей его высоте. После растяжки статора домкратами конструкцию расклинивают в статоре и оставляют до окончательного твердения бетона, уложенного в сопрягаемые со статором блоки. Домкраты же удаляют сразу после расклинивания.

Заметим, что небольшие цельнолитые статоры обычно имеют настолько правильную форму и такие точные размеры, что в исправлениях на монтаже не нуждаются. Но вот статоры больших габаритов, особенно сварных конструкций, требуют к себе самого пристального внимания. Обладая меньшей жесткостью, чем литые, они могут под воздействием колебаний температуры окружающей среды изменять в процессе монтажа и выверки данные своего положения. Особенно опасны в этом отношении солнечные лучи, так как они, нагревая статор неравномерно, способствуют его несимметричной деформации и искажению его действительного положения. Так, замеры статоров, производившиеся на Волжской ГЭС имени XX съезда КПСС рано утром и

center line. It should be noted that instead of the piano wire, a device in the form of radial-arm compasses rotating with their axle, can be used as a reference. The base of the compasses must be right in the center of the unit.

Readings are taken at least at eight equally spaced points, i.e. at four opposite sections. Absolute dimensions on the stay ring bore are taken with a measuring tape, relative dimensions are measured with a rod gauge from the center line or with the rod gauge head fitted at the end of the compasses.

Straight-line movements of the stay ring in plan or rotation about its axis are made mainly with the aid of mechanical and hydraulic jacks, turnbuckles, cranes and other mechanisms. It is a good practice to move heavy stay rings on rollers made from round reinforcing bars inserted between the bearing surfaces of the stay ring and the foundation plates. To insert and remove these rollers, the stay ring is raised by cranes or jacks.

The stay ring is rounded out with the aid of bracings and turnbuckles arranged inside the stay ring. These bracings are removed after hardening of concrete placed in the blocks. If the geometric shape of the stay ring is heavily distorted, the best way to rectify these distortions is to apply jacks to be mounted between the inner bore and a specially fabricated rigid fixture installed within the stay ring over its entire height. After rounding out the stay ring by jacks, the fixture should be fastened by wedges in the stay ring and left until the concrete poured in the blocks adjoining the stay ring hardens up completely. The jacks have to be removed as soon as the wedges are installed.

It should be noted that small stay rings cast in one piece, are so true in shape and so accurate in dimensions that they do not require any remedial actions during installation. Large-size stay rings, however, and welded ones in particular, call for very close attention. Since they are less rigid than the cast stay rings, their readings may vary during installation and alignment adjustments due to the effect of ambient temperature. Sun exposure is particularly treacherous because non-uniform heating of the stay ring contributes to irregular deformation and distortion of its actual state. For instance, measurements taken on stay rings at the Volga Hydroelectric Power Plant named after the XX Congress of CPSU early in the morning and at noon gave a 2-mm difference in readings. Therefore, alignment checks on large-size stay rings should be

днем, давали разницу в показаниях до 2 мм. Поэтому выверку больших статоров рекомендуется производить в такое время суток, когда температура ниже всего и нет солнца. Еще большие искажения имелись при монтаже статоров гидротурбин Асуанской ГЭС.

После окончания выверки статора производят контрольную подбивку встречных клиньев под статором или фундаментным кольцом, добиваясь того, чтобы клинья, имеющие слабины, также приняли на себя нагрузку. Затем приступают к окончательной подтяжке фундаментных болтов. У поворотно-лопастных гидротурбин этими болтами притягивают к бетонным опорам статор, а у радиально-осевых — фундаментное кольцо вместе со статором.

Если конструкция штраб под фундаментные болты такова, что болты до заливки штраб бетоном нагружать нельзя, то штрабы заливаются и выдерживают до набора бетоном достаточной твердости заблаговременно, т.е. прежде, чем приступают к подтяжке болтов. Как только статор будет окончательно подтянут к опорам, приступают к контрольной проверке его положения. Если подтяжка не вызвала недопустимых отклонений от прежнего и проектного положений, то статор сдают под бетон с оформлением соответствующего акта, к которому прилагают формуляр (рис. 37). Статор радиально-осевой гидротурбины сдают под бетон вместе со спиралью после окончания монтажа и сварки последней. Также вместе с облицовкой спиральной камеры сдают и статор поворотно-лопастной гидротурбины, когда облицовка предусмотрена конструкцией.

Отклонения статора от проектных данных, допустимые по техническим условиям на монтаж гидроагрегатов, приведены в табл. 3 и 4.

made when there is no sun exposure and the ambient temperature is the lowest one. Even greater distortions were recorded in installation of the stay ring for hydraulic turbines at the Aswan Dam.

After a final alignment, the wedges under the stay ring or foundation ring must be packed up again so that slack wedges could also take the load. Then the foundation bolts are finally tightened. On adjustable-blade turbines, these bolts tighten the stay ring to the foundation piers; on radial-axial turbines the foundation ring is tightened up jointly with the stay ring. If the block-outs for foundation bolts designed so that the bolts cannot take the load unless the block-outs are grouted in concrete, these block-outs must be grouted and cured to attain the specified strength in advance, i.e. before tightening the bolts. As soon as the stay ring is tightened down to the foundation piers, final checks for its alignment are started and if the tightening-down procedure has not caused some inadmissible deviations from the original and design positions, the stay ring is released for concreting, with appropriate entries being made in the certificate and appended record sheet (Fig. 37). The stay ring of a radial-axial is released for concreting jointly with the scroll case after the installation and welding of the latter. If the scroll case liner is provided by the design, the stay ring of an adjustable-blade turbine must be also released for concreting jointly with the scroll case liner.

Tolerances accepted in installation of hydraulic units are given in Table 3 and 4.

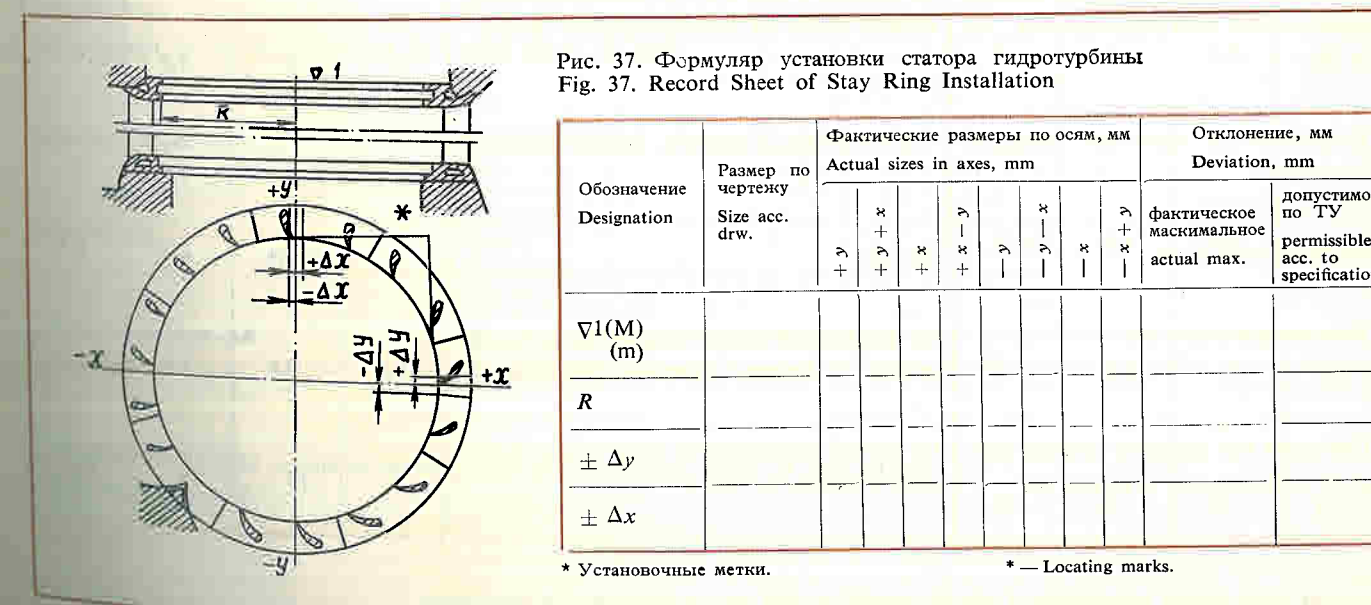


Таблица 3

ДОПУСКИ НА УСТАНОВКУ ФУНДАМЕНТНОГО КОЛЬЦА, КАМЕРЫ РАБОЧЕГО КОЛЕСА, НИЖНЕГО КОЛЬЦА НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА И СТАТОРА ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН

Характер отклонения	Место замера	Допустимое отклонение (мм) для рабочего колеса гидротурбины диаметром, мм			
		3000	5000	7200	9300
Смещение осевых меток на деталях относительно осей гидроагрегата Δx и Δy	От отвесов с осей x и y до соответствующих осевых меток на устанавливаемой детали	2	3	5	7
Отклонение от проектной высотной отметки	Обработанная плоскость верхнего фланца	2	2,5	3	4
Негоризонтальность	То же	0,4	0,5	0,6	0,7
Нецилиндричность ΔR	От центральной оси до внутренней расточки детали в местах, заданных формуляром	0,8	1	1,2	1,5

Таблица 4

ДОПУСКИ НА УСТАНОВКУ ФУНДАМЕНТНОГО КОЛЬЦА, СТАТОРА И ЛИТОЙ СПИРАЛИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

Характер отклонения	Место замера	Допустимое отклонение (мм) для рабочего колеса гидротурбины диаметром, мм			
		2000	3000	4100	5500
Смещение осевых меток на деталях относительно осей гидроагрегата Δx и Δy	От отвесов с осей x и y до соответствующих осевых меток на устанавливаемой детали	2	2	2,5	3
Отклонение от проектной высотной отметки	Обработанная плоскость верхнего фланца	1,5	2	2,5	3
Негоризонтальность	То же	0,2*	0,4	0,4	0,5
Нецилиндричность ΔR	От центральной оси до внутренней расточки детали в местах, заданных формуляром	0,5	0,8	1,0	1,2
Смещение оси входного сечения спирали относительно агрегата Δc	От отвеса, проходящего через центр входного сечения, до оси y	8	10	12	15

* Для литой спирали гидротурбины с рабочим колесом до 2000 мм негоризонтальность допускается не более 0,1 мм.

Table 3

TOLERANCES FOR INSTALLATION OF FOUNDATION RING, RUNNER CASE, LOWER WICKET GATE RING, AND STAY RING OF ADJUSTABLE-BLADE TURBINES

Type of deviation	Place of measurement	Tolerance, mm, for runners, dia.			
		3000	5000	7200	9300
Displacement of axial marks on parts with respect to unit axes Δx and Δy	From plumbs at axes x and y to respective axial marks on parts	2	3	5	7
Deviation from design elevation	Machined surface of upper flange	2	2.5	3	4
Out-of-level	Same	0.4	0.5	0.6	0.7
Out-of-roundness ΔR	From vertical center line to inner bore surface at points specified by the record sheet	0.8	1	1.2	1.5

Table 4

TOLERANCE FOR INSTALLATION OF FOUNDATION RING, STAY RING, AND CAST SCROLL CASE OF RADIAL-AXIAL TURBINES

Type of deviation	Place of measurement	Tolerance, mm, for runners, dia.			
		2000	3000	4100	5500
Displacement of axial marks on parts with respect to unit axes Δx and Δy	From plumbs at axes x and y to respective axial marks on parts	2	2	2.5	3
Deviation from design elevation	Machined surface of upper flange	1.5	2	2.5	3
Out-of-level	Same	0.2*	0.4	0.4	0.5
Out-of-roundness ΔR	From vertical center line to inner bore at points specified by check table	0.5	0.8	1.0	1.2
Displacement of inlet section of scroll with respect to unit	From plumb through center of inlet section to axes y	8	10	12	15

* For cast scroll case of up to 2000 mm runner the out-of-level magnitude must not exceed 0.1 mm.

В. МОНТАЖ СТАТОРОВ С ОТЪЕМНЫМИ КОЛОННАМИ

Монтаж статоров поворотного-лопастного гидротурбин с отъемными колоннами делится на два как бы самостоятельных технологических процесса. Первый из них состоит в монтаже опорных колонн, второй — в установке и раскреплении на этих колоннах сегментов верхнего кольца статора, которые, как уже было отмечено в разделе А настоящего параграфа, в некоторых конструкциях представляют собой одновременно и верхнее кольцо направляющего аппарата (рис. 33).

Конструкция гидротурбин обычно предусматривает такое количество основных колонн, которое равно половинному количеству лопаток направляющего аппарата. Сверх того вводится несколько дополнительных колонн, назначение которых — улучшить направление потока воды.

Технологический процесс монтажа опорных колонн статора сводится в основном к следующему: колонны, так же как и статор, устанавливают на

С. INSTALLATION OF STAY RINGS WITH DETACHABLE STAY VANES

The installation of adjustable-blade hydraulic turbine stay rings with detachable stay vanes (columns) falls into two independent stages. The first stage is the installation of support columns and the second is the installation and fixation of the upper stay ring sections on these columns, the mentioned sections being used in some types of turbines at the same time as the upper ring of the wicket gate mechanism (See Subsection A of this Section and Fig. 33).

Usually, the number of main stay vanes in the turbine makes half the number of the guide vanes. Besides, there are some additional stay vanes that function to improve the direction of water flow.

The installation procedure of the stay vanes is mainly the following: the stay vanes as well, as the stay ring, are installed on sole plates or pads with

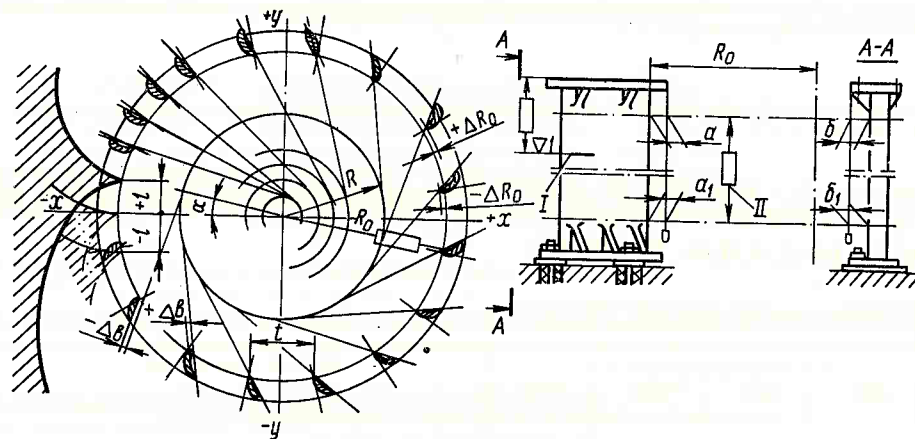


Рис. 38. Формуляр установки опорных колонн статора

Fig. 38. Record Sheet of Installation of Stay Vanes

Обозначение Designation	Фактические размеры для колонн № Actual size of stay vanes No.																Отклонение Deviation				
	1	2a	2	3a	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	фактическое максимальное actual max.	макси- мальное	допустимое по ТУ permissible acc. to specification
∇1 (М) (m)																					
a																					
a ₁																				a — a ₁ =	
b																					
b ₁																				b — b ₁ =	
± ΔB																					
± ΔR ₀																					
R по чертежу R is acc. to drw.																					

фундаментные плиты или подкладки, с встречными парными клиньями. Подготовка фундаментов, штраб и установка встречных клиньев производится способом, разобранным в предыдущем разделе настоящего параграфа.

Установка же колонн на опоры осуществляется в следующем порядке. Все колонны статора по их геометрическому расположению разделены на несколько групп. Колонны каждой из групп расположены так, что кромки их вогнутых частей должны находиться при соблюдении заданного шага на линии, являющейся продолжением касательной к окружности, определенной чертежом для этой группы. Носики же всех колонн должны отстоять от центральной оси агрегата на одном одинаковом для всех колонн радиусе окружности (рис. 38).

Для установки колонн вокруг бетонного цоколя сооружают леса с ограждением, а во внутренней части, на уровне отметки подколлонного бетона (бетонного цоколя) или несколько выше ее, — деревянный настил из строганных или черных досок, облицованных фанерой (рис. 39). На поверхности этого настила наносят заданные чертежом

pairs of opposing wedges. The preparation of sole plates, block-outs, and provision of opposing wedges are described in the previous Subsection of this Section.

The stay vanes are installed on supports in the following way. All the stay vanes are united in several groups depending upon their geometric location. The stay vanes of every group are arranged so that the edges of their concave portions, with the required pitch maintained, are on the line which is the continuation of the tangent to the circle, specified for a given group in the drawing. The exit tips of all the stay vanes shall be equally spaced from the centre line of the unit along the circumference (Fig. 38).

To install the stay vanes, a scaffold with railing is constructed around the concrete pedestal and a timber platform of rough or planed boards covered with veneer is provided inside at the concrete pedestal level or somewhat above it (Fig. 39). The surface of the timber platform is marked out with circles (specified in the drawing) with radii R_1 , R_2 , R_3 , R_4 and R_5 ; the tangents to these circles will serve as references

Обозначение Designation		Размеры между колоннами, мм Sizes between stay vanes, mm																Отклонение Deviation			
		1—2a	2a—3	3—4a	3a—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	8—9	9—10	10—11	11—12	12—13	13—14	14—15	15—16	16—1	фактическое максимальное actual max.	допустимое по ТУ permissible acc. to specification
I	по чертежу acc. to drw.																				
	фактическое Actual																				
+ ΔI	фактические отклонения Actual deviation																				

Примечание. Номера колонн (включая зуб) проставить на эскизе формуляра по чертежу:

Note. Number of stay vanes (including nose) shall be put down in record sketch acc. to the drawing

I — монтажная риска для контроля высотного положения колонн при их установке

II — расстояние по высоте между местами замеров a, a₁, b, b₁

I — installation mark for check-up of elevation of vanes during installation

II — distance in height between places of measurements a, a₁, b, b₁

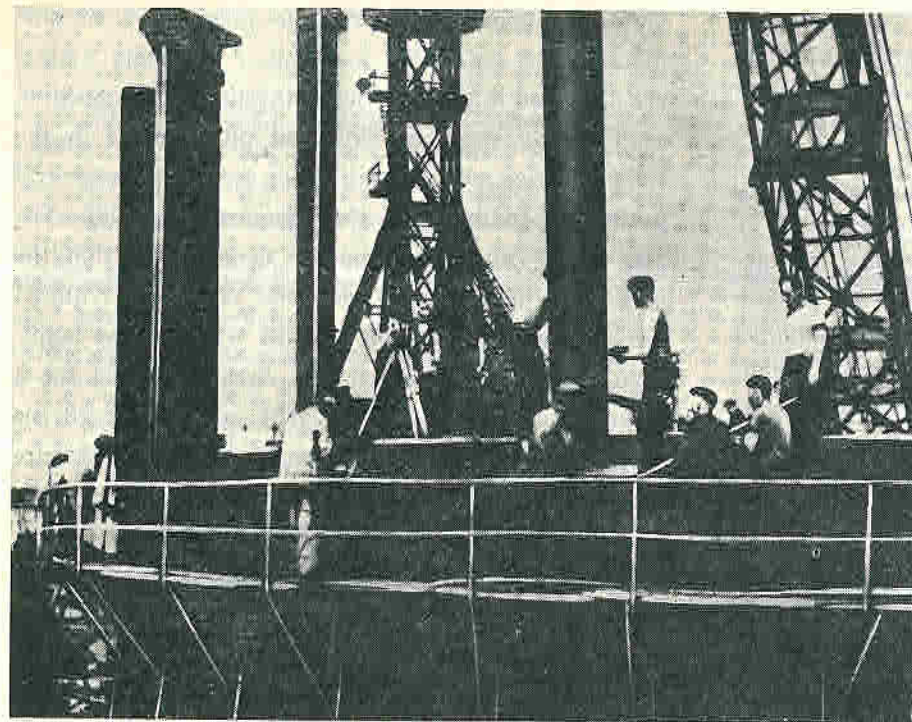


Рис. 39. Установка опорных колонн статора

Fig. 39. Assembly of stay vanes

окружности с радиусами R_1, R_2, R_3, R_4 и R_5 , касательные к которым в дальнейшем служат исходной базой для установки в плане всех групп опорных колонн. Установка колонн по вертикали (рис. 38) производят по отвесу, измеряя отклонение от вертикали у верхнего и нижнего башмаков, у носика и в двух точках у боковой поверхности.

Высотное положение определяют по нивелиру, беря за базу нанесенную на каждой колонне риску. Эту риску наносят на всех колоннах на одинаковом расстоянии от верхней опорной плоскости верхнего башмака колонны, которая, как правило, имеет механическую обработку. Для того, чтобы ошибки заводского изготовления не накладывались друг на друга, высотное положение колонн следует определять не по проектным данным, а исходя из фактических замеров расстояний по вертикали между посадочными установочными плоскостями на верхнем кольце статора. Высотное положение колонн должно быть задано таким, чтобы после установки на них верхнего кольца, его фланец под крышку гидротурбины находился на заданной проектной отметке.

После выверки колонн их подтягивают болтами к фундаментным опорам и связывают друг с другом сварными поясами по верху и по середине. Затем приступают к проверке фактического положения колонн. Данные замеров заносят в формуляр (рис. 38). В этот формуляр заносят также отклонения от проектных данных; допуски, разрешаемые техническими условиями на монтаж агрегатов, приведены в табл. 5.

for arranging in plan all the groups of the stay vanes. Vertical alignment of the stay vanes is to be carried out with the help of a plumb (Fig. 38) to measure the vertical deflection at the upper and lower supports at the exit tips and at two points at the lateral surface.

The elevation of the stay vanes is measured with the help of a transit against a mark made on every stay vane. These marks are made on all the stay vanes at an equal distance from the upper support plane of the upper block of the stay vane which is machined as a rule. In order to avoid the effect of fabrication errors, if any, the elevation of the stay vanes shall be determined by actual measurements of the vertical distance between the mounting planes on the upper stay ring rather than by design data. The elevation of the stay vanes shall be such that after the upper stay ring is placed on to the stay vanes, its flange to be connected with the turbine headcover should be at a preset design elevation.

Upon alignment, the stay vanes are secured with bolts to the foundation supports and braced together by welded bands at the top and in the middle. This done, the actual position of the stay vanes can be checked. The data of measurements and departures from design values are put down in a record sheet (Fig. 38); allowable tolerances for assembly and installation of the unit stipulated in the Technical Specifications are given below in Table 5.

ДОПУСКИ НА УСТАНОВКУ ОПОРНЫХ КОЛОНН СТАТОРА

Проверяемое положение	Место замера	Допустимое отклонение (мм) для рабочего колеса гидротурбины диаметром, мм			
		3000	5000	7200	9300
Положение колонны в плане	От касательной к разметочной окружности до кромки колонны Δb	4	5	6	8
	От установочной окружности до кромки колонны ΔR_0	6	10	15	20
Шаг на установочной окружности	На хорде установочной окружности Δt	8	10	12	15
Вертикальность (наклон)	По боковой стороне и кромкам a и b	4	6	8	10
Положение по высоте	По верхней опорной плоскости колонны	8	10	12	15

Table 5

INSTALLATION TOLERANCES FOR STAY VANES

Item to be checked	Place of measurement	Allowable tolerance (mm) for turbine runner dia., mm			
		3000	5000	7200	9300
Position of stay vane in plan	From the tangent to reference circle up to stay vane edge Δb	4	5	6	8
	From the locating circle to stay vane edge ΔR_0	6	10	15	20
Pitch on locating circle	On chord of locating circle Δt	8	10	12	15
Vertical alignment (inclination)	On the lateral side and edges "a" and "b"	4	6	8	10
Elevation	On upper support plane of stay vane	8	10	12	15

Установку колонн можно производить, ориентируясь не по касательным к определенным окружностям, нанесенным на деревянном настиле, а по специальному шаблону из ровных деревянных реек, беря за основу центр основной окружности и угол, под которым вогнутая часть каждой колонны должна находиться к радиусу, проведенному из центра окружности к носiku устанавливаемой колонны. Шаблон делают таким, чтобы угол установки можно было регулировать, переставляя шарнирный трехсторонник, и проверять точность регулировки по угломеру.

The stay vanes can be installed by using a special templet made of even wooden laths rather than by the tangents to certain circles lined on the timber platform, taking as a basis the centre of the major circle and an angle of the concave portion of each stay vane to the radius drawn from the centre of the circle to the exit tip of the stay vane. The templet shall be designed so that the angle of mounting can be adjusted by moving a three-sided hinged gauge; accuracy of adjustment can be checked by a goniometer.

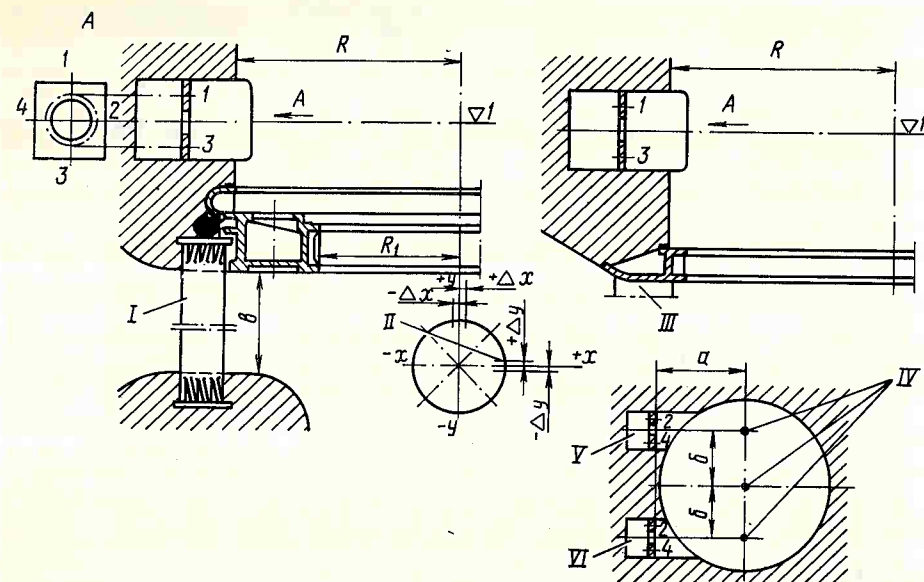


Рис. 40. Формуляр установки верхнего узла закладных частей гидротурбины

Fig. 40. Record Sheet of Assembly of Upper Unit of Turbine Embedded Parts

Обозначение Designation	Размер по чертежу Size acc. to drw.	Фактические размеры по осям Actual sizes in axes								Отклонение Deviation	
		+y	+y+x	+x	+x-y	-y	-y-x	-x	-x+y	фактическое максимальное actual max.	допустимое по ТУ permissible acc. to specification
∇ 2 (M) (m)											
R											
R ₁											
b											
± Δx											
± Δy											

Обозначение Designation	Шахта сервомотора со стопором Servomotor pit with stopper				Шахта сервомотора без стопора Servomotor pit without stopper			
	Размер Size		Отклонение Deviation		Размер Size		Отклонение Deviation	
	по чертежу acc. to drw.	фактический actual	фактическое actual	допустимое по ТУ Permis. acc. to spec.	по чертежу acc. to drw.	фактический actual	фактическое actual	допустимое по ТУ permissible acc. to spec.
∇1 (M) (m)								
a в точках points	1							
	2			$a_1 - a_3 =$				$a_1 - a_3 =$
	3			$a_2 - a_4 =$				$a_2 - a_4 =$
	4							
b								

I — колонны статора; II — установочные метки; III — статор; IV — струны с отвесами; V — шахта сервомотора со стопором; VI — шахта сервомотора без стопора

I — stay vanes; II — locating marks; III — stator; IV — piano wire with plumbs; V — servomotor pit with stopper; VI — servomotor pit without stopper

Верхнее кольцо устанавливают на колонны после подливки последних бетоном или, во всяком случае, после заливки бетоном штраб с фундаментными болтами и окончательной затяжки последних.

Чтобы облегчить установку сегментов верхнего кольца статора, на нижнем кольце направляющего аппарата устанавливают монтажные колонны, регулируемые по высоте (см. рис. 33). После установки и выверки верхнего кольца эти вспомогательные монтажные колонны убирают. Сборка сегментов верхнего кольца, а также выверка его положения в плане и относительно оси гидроагрегата производится способами, аналогичными разобранным в предыдущем разделе настоящего параграфа при рассмотрении вопросов монтажа статоров с неотъемными колоннами. Допуски на отклонения при установке верхнего кольца можно определить по аналогии из табл. 3, а формуляр установки показан на рис. 40.

Если верхнее кольцо статора совмещено с верхним кольцом направляющего аппарата и к моменту установки его уже будет смонтировано нижнее кольцо направляющего аппарата, то центрирование верхнего кольца следует производить по отверстиям под лопатки на нижнем кольце направляющего аппарата. Это делают с помощью отвесов, опускаемых из центра отверстий в верхнем кольце, но иногда прибегают и к другому приему: предварительно устанавливают 6—8 лопаток направляющего аппарата и центрируют кольцо до положения, при котором лопатки относительно легко проворачиваются специальным рычагом от руки.

4-6. КАМЕРЫ РАБОЧИХ КОЛЕС И НИЖНИЕ КОЛЬЦА НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТОВ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН

А. КОНСТРУКЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ

Камера рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины является элементом проточной части турбины и входит в состав нижнего узла закладных частей. Она представляет собой весьма нежесткую кольцевую металлическую конструкцию. У малых гидротурбин эта конструкция состоит из одного элемента, а у крупных — из нескольких сегментов. Каждый из таких сегментов представляет собой элемент, как бы полученный в результате разрезки этой кольцевой конструкции на 2—3 пояса по высоте, а каждого пояса — на 2—8 частей по окружности. Камеры крупных гидротурбин прежде изготавливали из стального или чугунного литья, а в последнее время преимущественно штампуют и сваривают из стального листа.

Внутренняя поверхность камеры представляет собой в верхней части цилиндрическую форму, а ниже

The upper stay ring is placed onto the stay vanes after the latters are grouted or, in any case, after concreting the block-outs with foundation bolts and after tightening-up the bolts.

To facilitate the installation of the section of the upper stay ring, erection columns adjustable in height are set on the lower ring of the wicket gates (see Fig. 33). After the upper stay ring is set and aligned, the erection columns are removed. The sections of the upper stay ring are assembled and the latter is positioned in plan and relative to the axis of the hydropower unit in the same way as in the case of stay rings with fixed stay vanes (see the previous Subsection of this Section). Tolerances of setting the upper stay ring can be determined in the way shown in Table 3; the record sheet for installation is illustrated in Fig. 40.

If the upper stay ring is integrated with the upper ring of the wicket gates and by the time of its installation the lower ring of the wicket gates has already been erected, the upper ring shall be centred against the holes for the wicket gates in the lower wicket gate ring. For this purpose, plumbs are suspended from the centre of the holes in the upper ring or sometimes another method is used: six or eight guide vanes are installed and the upper ring is centred off until the guide vanes are easily turned with a special lever by hand.

4-6. RUNNER CASES AND WICKET GATE LOWER RINGS OF ADJUSTABLE-BLADE TURBINES

A. DESIGN FEATURES AND PURPOSE

The runner case of an adjustable-blade turbine is an element of the water passage of the turbine and a component of the embedded parts of the lower assembly. It is a non-rigid metal ring construction consisting of one element for small hydraulic turbines and of several sections for big turbines. Each section is an element as if obtained after the ring construction is cut into two or three belts in height and each belt, in its turn, is cut into two to eight parts over the periphery. The cases for big hydraulic turbine were formerly manufactured of steel iron casting, while now they are mainly stamped and welded of sheet steel.

The inner surface of the runner case is cylindrical in shape at the top and spherical at the bottom below

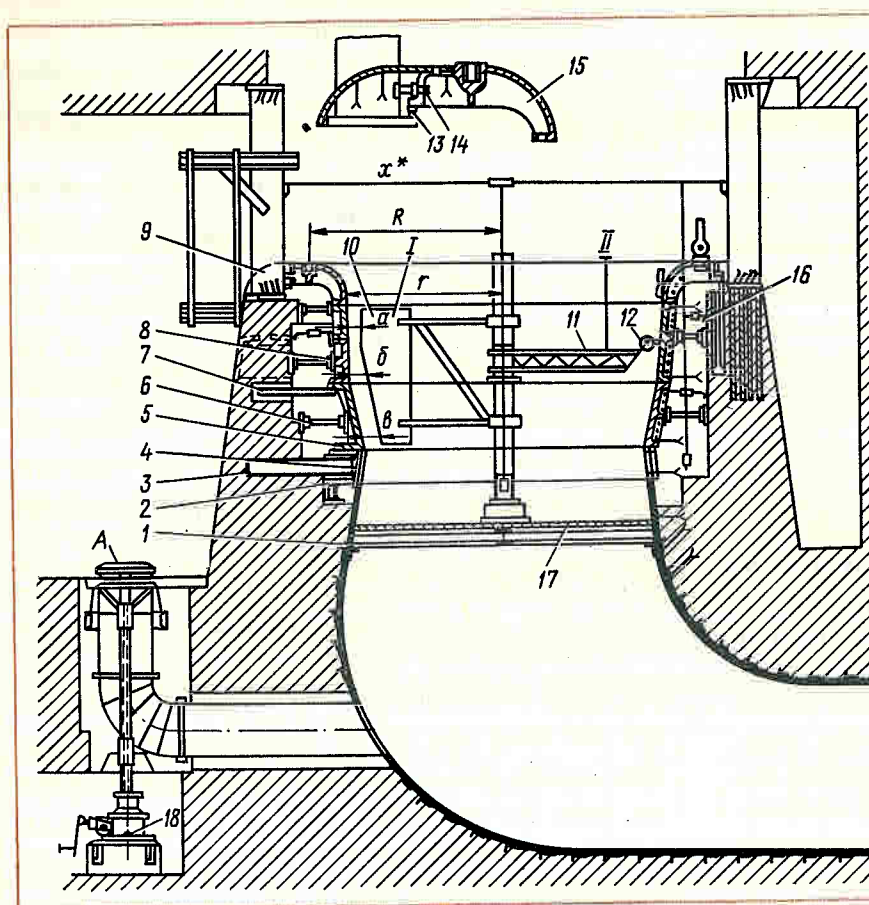


Рис. 41. Схема монтажа камеры рабочего колеса и нижнего кольца направляющего аппарата:

1 — облицовка конуса отсасывающей трубы; 2 — встречные парные клинья; 3 — опорная балка; 4 — сопрягающий пояс; 5 — нижний пояс камеры; 6 — распорный домкрат; 7 — опорные балки для выемки съемного сегмента; 8 — съемный сегмент; 9 — опорная колонна; 10 — шаблон для центрирования; 11 — поворотная стрела для центрирования; 12 — индикатор; 13 — отжимной опорный болт; 14 — отжимной распорный болт; 15 — нижнее кольцо направляющего аппарата; 16 — талреп; 17 — настил; 18 — спускной клапан для опорожнения спиральной камеры; А — клапан открыт

* струна оси

Fig. 41. Installation of runner case and wicket gate distributor ring:

1 — draft tube cone liner; 2 — opposing pairs of wedges; 3 — supporting beam; 4 — conjugating band; 5 — lower band; 6 — thrust jack; 7 — supporting beams for removal of segments; 8 — removable segment; 9 — stay vane; 10 — centering gauge; 11 — centering swinging boom; 12 — dial gauge; 13 — jack bolt; 14 — truss bolt; 15 — wicket gate distributor ring; 16 — turnbuckle; 17 — flooring; 18 — drain valve for scroll case emptying; А — valve is open

* piano wire stretched along center line

оси поворота лопастей — сферическую. Сферическая часть обеспечивает практически постоянный равномерный зазор между расточкой камеры и пером каждой лопасти рабочего колеса при любом положении разворота этой лопасти.

Чтобы можно было ремонтировать уплотнения лопастей рабочего колеса, не вынимая последнее из кратера, один сегмент камеры обычно делают съемным (рис. 41). Убрав этот сегмент в сторону, вытаскивают в образовавшийся проем одну из лопастей рабочего колеса и производят необходимый ремонт ее уплотнения.

Для повышения сопротивляемости воздействию кавитации внутреннюю сферическую поверхность камеры некоторых гидротурбин облицовывают слоем нержавеющей стали. Этот слой образуют либо путем наплавки нержавеющей стали, либо путем приварки тонких листов ее. Внутренняя поверхность литых камер, а также камер с облицовкой из нержавеющей стали подвергается расточке, а камер штампованно-сварных из прокатного листа и необлицованных остается необработанной.

Нижнее кольцо направляющего аппарата является как бы началом камеры рабочего колеса, а в некоторых конструкциях оно совмещено с верхним поясом камеры. Кольцо это представляет собой относительно жесткую кольцевую чугунную литую или сварно-литую конструкцию, состоящую в крупных гидротурбинах из 4—8 сегментов, а в малых —

the axis of rotation of the blades. The spherical part practically ensures a permanent even clearance between the case bore and every blade edge of the runner at any tilting of the blade.

In order to make it possible to repair the runner blade seals without removing the runner from the pit, one section of the case is usually made dismountable (Fig. 41). The section is taken aside, one of the blades is removed through this aperture and the blade seal is accessible and can be repaired.

To improve the cavitation resistance, the inner spherical surface of the runner case in some turbines is lined with a stainless steel layer. The layer is obtained either by depositing stainless steel or by welding thin stainless steel sheets. The inner surface of cast cases and that of cases lined with stainless steel are machined, while the inner surface of stamped welded rolled-sheet cases and that of unlined cases remain rough.

The wicket gate lower ring is the beginning of the runner case and in some design solutions it is made integrate with the upper throat ring. The lower ring is of a relatively rigid cast iron or welded and cast circular-shaped construction. For big turbines it is made of four to eight sections and for small turbines

из целого кольца. Оно без уступов сопрягается с верхним поясом камеры рабочего колеса и по существу вместе с камерой представляет собой как бы один общий элемент проточной части гидротурбины. На верхнем фланце кольца расточены отверстия, в которые запрессовывают лигнофолевые, бронзовые или другие втулки, являющиеся подшипниками нижних цапф лопаток направляющего аппарата.

Б. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРИЕМЫ МОНТАЖА

В интересах производства строительных работ монтаж камеры рабочего колеса лучше производить бесштрабным способом — до того, как бетон будет доведен до отметок, на которых располагаются элементы камеры. О преимуществах, которые получаются при этом по сравнению с монтажом в штрабах, уже говорилось в § 4-4 (раздел Б). Однако бесштрабный способ применим далеко не во всех случаях. Дело в том, что каждая камера, будь она литой или сварной, как правило, теряет из-за малой жесткости конструкции свою первоначальную цилиндрическую форму. Восстанавливать эту форму приходится в процессе монтажа с помощью растяжек и распорок, устанавливаемых с наружной и с внутренней стороны камеры. Исправлять форму камеры с внутренней стороны нелегко, так как для этого нужно возвести довольно массивную, высотой на всю камеру, крестообразную конструкцию. Поэтому бесштрабным способом рекомендуется монтировать только небольшие камеры (диаметром до 3600 мм), геометрическую форму которых можно без больших затрат восстановить растяжками и распорками с внутренней стороны.

Камеры больших диаметров во всех случаях рекомендуется монтировать в штрабе. При этом в штрабе надо заранее забетонировать специальные скобы для крепления растяжек, а также плиты под распорки и домкраты.

Попытки монтировать бесштрабным способом камеры больших диаметров положительных результатов не дали. Так, опыт бесштрабного монтажа камеры рабочего колеса диаметром 9000 мм, оказался неудачным. Изготовленный для монтажа камеры довольно массивный (80 т) сварной металлический каркас после установки и центрирования внутри камеры значительно деформировался, в результате чего нарушилось и центрирование камеры; ось ее отклонилась от оси гидроагрегата на 3 мм, верхний фланец камеры стал негоризонтальным. Деформация сварного каркаса произошла ввиду перераспределения в его элементах внутренних напряжений, возникших при сварке.

Камеру рабочего колеса рекомендуется монтировать вместе с нижним кольцом направляющего аппарата — единым комплексом. При этом кольцо

it is a single piece. It is directly coupled (with no shoulders) with the upper throat ring and together with the case makes up a common part of the water passage. Holes are bored in the upper flange of the ring to press in lignefol or bronze bushes, or bushes of some other material, which function as bearings of the lower stems of the guide vanes.

В. INSTALLATION PROCEDURES AND METHODS

The runner chamber shall be better mounted without block-outs before the concrete is placed to elevations of its parts. The advantages of this method, as compared with the installation in block-outs, have been already discussed in Subsection 4-4, Section B. However, the "no-block-out" method is far from being followed in all the cases. The point is that any runner case of cast or welded construction, loses as a rule its original cylindrical shape due to low rigidity of the construction. So, the cylindrical shape is to be restored in the process of erection with the help of struts and braces provided inside and outside the case. To restore the inside shape of the case is not an easy thing since this requires the installation of a rather massive cross-shaped structure to the full height of the runner case. Therefore, the "no-block-out" method is recommended only for installation of small runner cases (up to 3600 mm in diameter), whose geometrical shape can be restored without great cost using inner struts and braces.

In all events large diameter cases are recommended to be installed in block-outs; special clips for securing braces and plates for braces and jacks shall be embedded beforehand.

Attempts to erect large diameter chambers without a block-out were not a success. Such was an unsuccessful experience of installation of a runner case, 9000 mm in diameter. Rather a heavy (80 ton) welded metal frame made specially for the installation of the case, considerably deformed after installation and alignment within the case with the result that the alignment of the case was disturbed; its axis deviated 3 mm from the axis of the hydropower unit and the upper flange of the case went out of level. The deformation of the metal frame was caused by the re-distribution of inner stresses in its structural elements that appeared during welding.

The runner case is recommended to be installed together with the lower ring of the wicket gates. The wicket gate ring here serves a reference part in the

направляющего аппарата служит базой при выверке всего этого узла по высоте и относительно осей гидроагрегата. Если в конструкцию нижнего узла входит фундаментное кольцо, то его тоже следует включить в этот монтажный комплекс.

Сдавать под бетонирование надо весь комплекс целиком, а не отдельные его части. При сооружении бетонного цоколя (монтаж в штрабе) необходимо предусматривать в верхней части его под нижним кольцом направляющего аппарата специальные проемы, через которые можно было бы без затруднений укладывать и хорошо прорабатывать штрафной бетон (см. рис. 35).

При любом способе монтажа этого нижнего узла закладных частей на отметке, несколько ниже верхнего фланца конуса отсасывающей трубы, сооружают рабочий настил (рис. 41). На этом настиле впоследствии строят вдоль стенок камеры небольшие, регулируемые по высоте леса или просто устанавливают и надежно раскрепляют также регулируемые по высоте лестницы с площадками и ограждениями для работы. В центре этого настила должно быть приспособление для центрирования и проверки формы камеры, показанное на том же рисунке. Иногда это приспособление заменяют стойкой, сделанной из уголка или труб. С верхней части этой стойки, из точки пересечения осей агрегата, опускают струну, отвес которой для успокоения колебаний помещают в бачок с маслом. Эта струна, будучи совмещена с осью агрегата, в дальнейшем является базой при центрировании всего нижнего узла закладных частей гидротурбины.

Смонтированный нижний узел закладных частей (рис. 41) располагается на опорных балках. Эти балки должны быть заранее заделаны в бетон так, чтобы их верхняя опорная плоскость была на 15—20 мм ниже проектной отметки. Такое занижение рекомендуется делать для того, чтобы можно было регулировать подкладками высотное положение узла в случае, если не будут соблюдены высотные размеры фундаментного кольца, поясов камеры и нижнего кольца направляющего аппарата.

Нижний узел закладных частей небольших гидротурбин с диаметром рабочего колеса до 3600 мм рекомендуется монтировать, предварительно укрупнив на сборочной площадке отдельные его элементы, которые затем поддают на место их постоянной установки.

Как уже было отмечено ранее, если такой узел монтируют бесштрабным способом, то форму его исправляют с внутренней стороны с помощью растяжек и распорок в виде упрощенных домкратов. Эти растяжки и распорки устанавливают в нескольких сечениях по высоте между внутренней поверхностью узла и специальной крестообразной металлоконструкцией, расположенной в центре узла по всей его высоте. Раскрепленные внутри узла растяжки и распорки не снимают до тех пор, пока бетон, которым бетонируют этот узел, не наберет 80%

adjustment and check-up of the entire assembly for its height and positioning relative to the axes of the hydropower unit. If the lower assembly includes a foundation ring, it should be also installed together with the runner case.

Concreting may be started only after the whole assembly is ready and installed. When placing concrete in the pedestal (assembly in a block-out) it is necessary to provide in its upper part, under the lower ring of the wicket gate, special openings which can afford easy and proper placement of block-out concrete (see Fig. 35).

To install the embedded parts of the lower assembly by any method at an elevation a little below the upper flange of the draft tube cone, a service platform shall be constructed (Fig. 41) to carry small scaffolds (adjustable in height) along the runner case walls or properly secured stairs, also adjustable in height, with landings and railing. In the centre of the platform there should be a device for centring and checking the shape of the chamber (see Fig. 41). Sometimes, the above device is replaced by a post made of angles or pipes. From the post top, at the point of intersection of the unit axes, a wire string is suspended, its plumb being immersed in an oil tank to damp vibrations. The string aligned with the axis of the unit will serve as a reference line for aligning the entire lower assembly of the turbine embedded parts.

The complete lower assembly of embedded parts (Fig. 41) rests on support beams which are to be embedded into concrete beforehand so that their upper support plane is 15—20 mm below the design elevation. This difference in elevations is recommended to be able to adjust the assembly to elevation by means of shims in case the foundation ring, throat rings and wicket gate lower ring are not set to proper elevation.

The lower assembly of embedded parts of small turbines with a runner diameter up to 3600 mm is recommended to be installed after separate elements are pre-assembled at the assembly bay and then handled to the place of their installation.

As has been already mentioned, when such an assembly is installed without block-outs, its shape is restored from inside with the aid of braces and struts functioning as simplified jacks. The braces and struts are arranged in several sections over the height between the inner surface of the assembly and a special cruciform metalwork installed in the middle of the assembly

расчетной прочности. Установленный бесштрабным способом узел надежно раскрепляют растяжками с талрепами и раскосами из уголков, которые приваривают одним концом к выпускам арматуры бетона в основании узла, а другим — к ребрам жесткости, расположенным в нескольких сечениях по высоте наружной поверхности этого узла. По возможности растяжки следует раскреплять и по горизонтали в нескольких сечениях по высоте. Кроме того, с наружной стороны камеры должны быть приварены анкеры.

Перед сдачей узла под бетонирование надо тщательно проверить его высотное положение и расположение относительно осей гидроагрегата. Высотное положение и горизонтальность проверяют с помощью нивелировки, производимой не менее чем в восьми точках, равномерно расположенных на точеной верхней поверхности нижнего кольца направляющего аппарата. Регулируют высотное положение и горизонтальность узла в процессе монтажа с помощью мерных подкладок, устанавливаемых на опорных балках. Прибегают также к подбивке встречных парных клиньев, устанавливаемых на тех же балках, или регулируют при помощи отжимных болтов 13 (см. рис. 41).

Геометрическую форму внутренней расточки узла и расположение его относительно оси агрегата проверяют с помощью показанных на рис. 41 приспособлений (варианты I и II) или же штихмассом. Замеры штихмассом производят в трех сечениях по высоте узла от струны, проходящей через центр агрегата, до измеряемой точки на внутренней поверхности. Такие измерения следует производить не менее чем в восьми противоположных точках, равномерно расположенных по окружности. Абсолютные величины размеров определяют калиброванной рулеткой в этих же сечениях по высоте и окружности.

Правильность расположения узла относительно осей гидроагрегата проверяют, сопоставляя расположения осевых рисок x и y , нанесенных на нижнем кольце направляющего аппарата, с соответствующими осями агрегата. При монтаже такое совмещение осей производят, поворачивая узел вокруг его оси и перемещая узел в горизонтальном направлении с помощью подъемных кранов, домкратов и распорных болтов.

При проверке положения узла относительно центральной оси главной технологической базой на узле является проточенная резцом риска (канавка) на верхней поверхности нижнего кольца направляющего аппарата. Эта риска представляет собой окружность, проходящую через центры равномерно расположенных на ней отверстий под цапфы лопаток направляющего аппарата. Если центры отдельных поясов камеры и нижнего кольца направляющего аппарата не совпадают друг с другом, то отверстия под штифты на радиальных и горизонтальных разьемах следует пересверлить и развернуть вновь, штиф-

over its entire height. The braces and struts secured inside the assembly are not removed until the concrete placed in the assembly attains its 80 per cent design strength. An assembly installed by the "no-block-out" method is to be securely fastened by braces with turnbuckles and diagonal braces made of angles, which are welded with their one end to the rebars at the assembly base and with the other end, to the stiffeners provided in some sections over the outer surface height of the assembly. Wherever possible, the braces shall be secured horizontally in several sections over the height. Besides, anchors should be welded to the chamber from the outside.

Before the whole assembly is released for concreting, it should be thoroughly checked for elevation and for alignment relative to the hydropower unit axes. Elevation and level shall be checked by a transit from eight points at least, spaced at regular intervals on the turned top surface of the wicket gate lower ring. The elevation and level of the assembly shall be adjusted in the course of installation by shims set on support beams. Sometimes pairs of opposing wedges fit on the same beams or jack bolts 13 are used (Fig. 41).

The geometrical shape of the internal bore of the assembly and its setting relative to the hydropower unit axis are checked with the help of devices shown on Fig. 41 (alternatives I and II) or by a rod gauge. Measurements by a rod gauge are made in three sections for the height of the assembly from a wire string passing through the hydropower unit centre to the point to be measured on the internal surface. The above measurements shall be made at least at eight opposite points equally spaced over the circumference. Absolute dimensions over the height and circumference are measured by a graduated tape in the same sections.

The assembly setting relative to the axes of the hydropower unit is checked by comparing the location of axis gauge marks "x" and "y" made on the wicket gate lower ring with the respective axes of the hydropower unit. In the course of installation such an alignment of axes is made by turning the assembly about its axis and moving it horizontally by hoisting cranes, jacks and stay bolts.

The alignment of the assembly relative to the centreline is checked referring to a grooving tool mark (notch) on the top surface of the wicket gate lower ring. This notch is a circle passing through the centres of equally spaced holes for wicket gate stems. If the centres of the throat rings and of wicket gate lower ring are not aligned, the holes for stems on the radial and horizontal joints shall be re-bored and re-reamed. The stems shall be re-placed and the bolt holes shall

ты заменить, а отверстия под болты рассверлить на больший диаметр до полной подготовки концентричности.

Узел разрешается сдать под бетонирование, если он после окончательного раскрепления не будет иметь недопустимых отклонений от высотной отметки, горизонтальности и осей гидроагрегата. Если монтаж производится в штрабе, то перед этой проверкой следует разварить резьбовые соединения домкратов и талрепов и крепления к опорам с тем, чтобы в процессе бетонирования исключить какие-либо перемещения крепящих устройств. На сданный под бетон узел составляют акт с приложением формуляра (рис. 42), в который наряду с фактическими данными замеров записывают и данные об отклонениях, допустимых по техническим условиям, приведенным в табл. 3.

be bored to a greater diameter until full concentricity is obtained.

The assembly may be released for concreting if, after it is finally braced, there is no inadmissible deflection from the bench mark, from level plane and axes of the hydropower unit. If all installation operations were carried out in a block-out, then before checking the thread of jacks and turnbuckles and the struts shall be welded to the supports so as to preclude any displacement of fastenings during concreting. When the assembly is ready and released for concreting, an acceptance certificate is made up with a record sheet attached thereto (Fig. 42), which contains actual measurement data and data on tolerances allowed by Specifications (see Table 3).

Если нижний узел монтируют, когда верхнее кольцо направляющего аппарата уже установлено (что возможно при совмещении последнего со стартором), то центрирование нижнего узла относительно осей и по высоте следует производить с учетом отклонений, допущенных при монтаже верхнего кольца направляющего аппарата. При этом исходной базой для центрирования относительно оси является окружность, проходящая через центры отверстий под цапфы лопаток в верхнем кольце направляющего аппарата. Высотное положение должно определяться по расстояниям между проточными под лопатки плоскостями на верхнем и нижнем кольцах направляющего аппарата. Способ центрирования относительно оси при таком варианте монтажа будет аналогичен способу, изложенному в § 4-5 (раздел Б).

Выше мы подробно рассмотрели вопросы установки, центрирования, крепления и проверки нижнего узла для случаев, когда он устанавливается на место, будучи целиком собран на сборочной площадке. Однако предварительное укрупнение камер больших диаметров нецелесообразно, а порой и невозможно, во-первых, из-за недостаточной жесткости камер и, во вторых, из-за того, что к началу монтажа нижнего узла подъемные средства необходимой грузоподъемности, как правило, еще отсутствуют.

Поэтому нижний узел закладных частей гидротурбин больших диаметров собирают в определенной технологической последовательности из отдельных сегментов непосредственно на месте установки, т.е. в штрабе бетонного цоколя спиральной камеры. Хотя все изложенные выше технологические положения распространяются в общих чертах и на случаи поэлементного монтажа, производимого в штрабе, все же имеются и некоторые особенности, присущие только этой поэлементной сборке, на которых нельзя не остановиться. Так, если грузоподъемные и такелажные средства позволяют производить горизонтальные и вертикальные перемещения всего узла, то поэлементную сборку рекомендуется делать только с предварительной грубой выверкой и центрированием каждого отдельного пояса. Окончательное центрирование и выверку узла следует производить после того, как узел будет полностью собран. При этом, так же как и в случаях крупноблочного монтажа, за основную технологическую базу на узле принимают нижнее кольцо направляющего аппарата — его верхнюю точечную плоскость и осевую риску, проходящую через центры втулок под цапфы лопаток. Такой способ монтажа избавляет от ненужных работ, вызываемых наложением друг на друга возможных ошибок заводского изготовления. Если

When the lower assembly is mounted with the upper wicket gate ring already installed (that is possible if the upper ring fits well with the stay ring), then the lower assembly is centred relative to the axes and to elevation with due regard for tolerances made in mounting the upper wicket gate ring. The reference basis in centring relative to the axis is the circle passing through the centers of the holes for wicket gate stems in the upper wicket gate ring. The elevation shall be determined by distances between the seats for the guide vanes machined on the upper and lower wicket gate rings. The method of alignment relative to the axis in the given alternative is the same as described in Section 4-5, Subsection B.

The above discussion is concerned with the installation, alignment, fixation, and check-up of the lower assembly for the cases when it is lowered onto the place of installation after it has already been pre-assembled at the assembly floor. However, pre-assembly of large diameter cases is not reasonable and sometimes even impossible first, because of inadequate rigidity of the cases and, secondly, because, as a rule, hoisting equipment of the required lifting capacity is not yet available at the starting period of installation of the lower assembly.

Therefore, the lower assembly of the embedded parts of large diameter turbines is assembled of separate sections in a particular sequence directly at the place of installation, i.e. in the block-out of a concrete pedestal of the scroll case. Although the above installation particulars are true in general for the cases of piece-by-piece installation performed in a block-out, nevertheless, some distinctive features are characteristic of the piece-by-piece method that is worth mentioning. If hoisting and rigging equipment makes it possible to move the whole assembly in the vertical and horizontal directions, the piece-by-piece installation is recommended to be carried out only after every throat ring is roughly adjusted and aligned. A final adjustment and alignment of the assembly should be done after the assembly is completely set up. In the process, similar to the cases of large subassemblies installation, the lower wicket gate ring is taken as the reference part: the upper machined plane of the ring and the axis gauge mark passing through the centres of the gate stem bushes. Such a method of installation saves from unnecessary operations which may be caused by piling up fabrication errors. If the vertical alignment of all the components is measured in the field and the

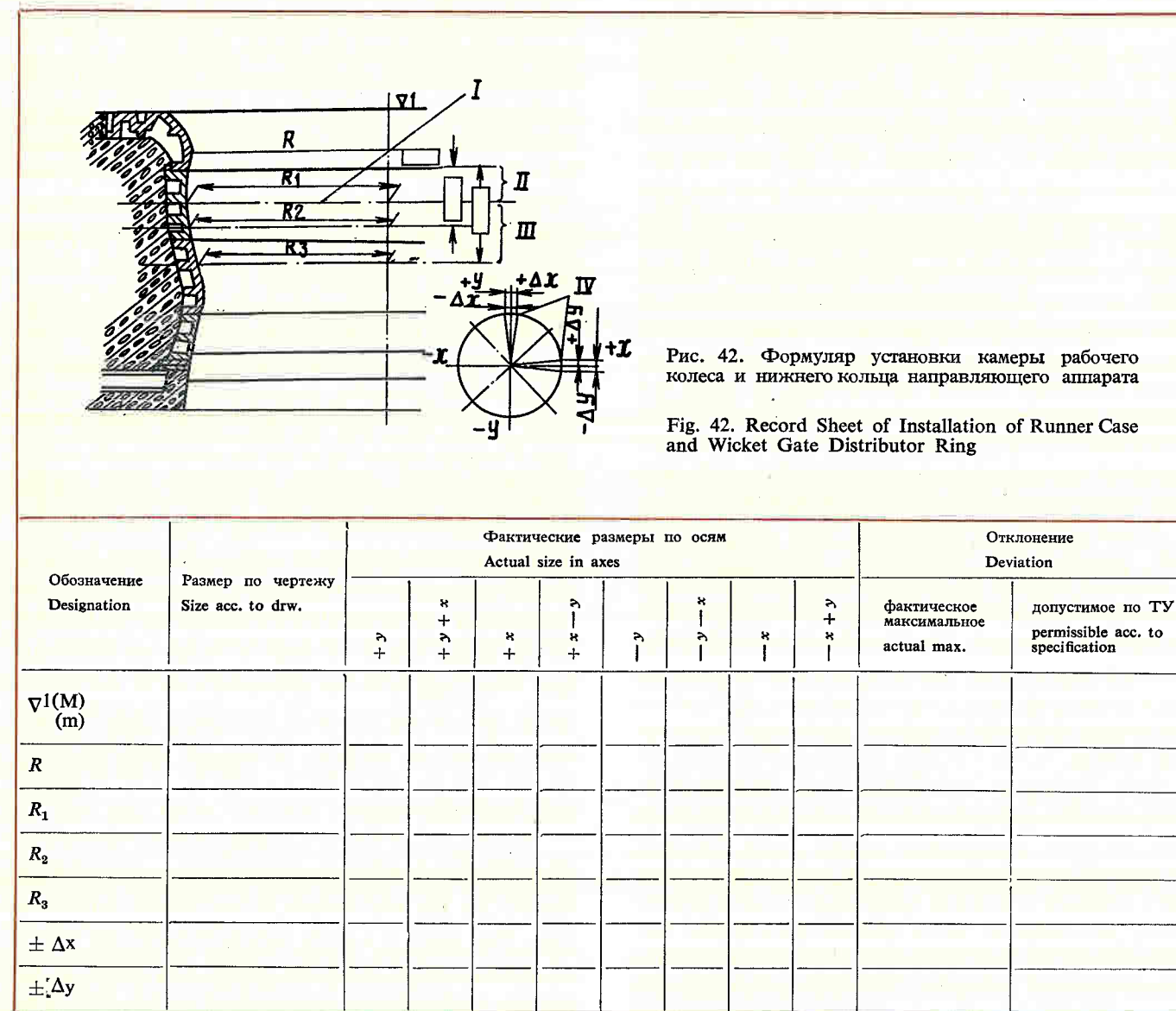


Рис. 42. Формуляр установки камеры рабочего колеса и нижнего кольца направляющего аппарата

Fig. 42. Record Sheet of Installation of Runner Case and Wicket Gate Distributor Ring

I — ось поворота лопастей рабочего колеса
II — цилиндрическая часть камеры
III — сферическая часть камеры
IV — установочные метки

I — axis of runner blade tilting
II — cylindrical part of case
III — spherical part of case
IV — locating marks

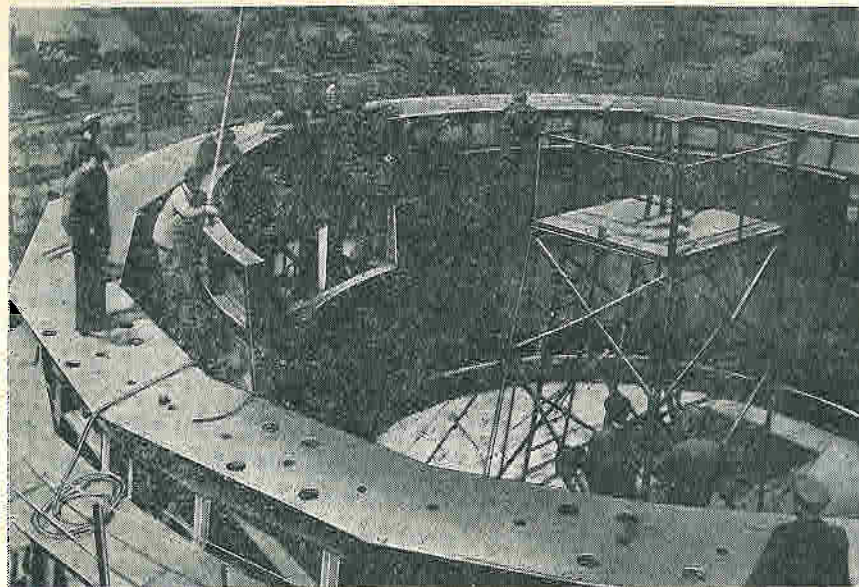


Рис. 43. Установка сегментов камеры рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины

Fig. 43. Installation of runner blade sections of adjustable-blade-hydraulic turbine

произвести натурные замеры всех составляющих элементов по вертикали и с учетом этих данных выставить прокладки под фундаментное кольцо или под нижний пояс камеры, то высотное положение установленного узла может совпасть с требуемой отметкой. При такой схеме работ полностью собранный узел нужно будет выверить по горизонтальности и относительно осей.

Сборка отдельных элементов (сегментов) камеры и нижнего кольца направляющего аппарата показана на рис. 43 и 44. Стыковку и установку последних сегментов камеры и нижнего кольца производят способом, описанным в § 4-5 (раздел Б). Требования к подготовке сегментов к монтажу, затяжке стыков и бетонированию узла изложены в § 4-2 и 4-3.

data obtained are taken into account while fitting shims under the foundation ring or under the discharge ring, the elevation of the installed assembly may coincide with the required elevation. Following this installation sequence the complete assembly shall be aligned relative to the axes and in level.

Assembly of separate components (sections) of a case and a lower wicket gate ring is shown on Figs 43 and 44. The last sections of the runner chamber and lower ring are to be joined and mounted following the procedure described under Section 4-5, Subsection B. Requirements to the preparation of sections for installation, tightening of joints and concreting of the assembly are contained under Sections 4-2 and 4-3.

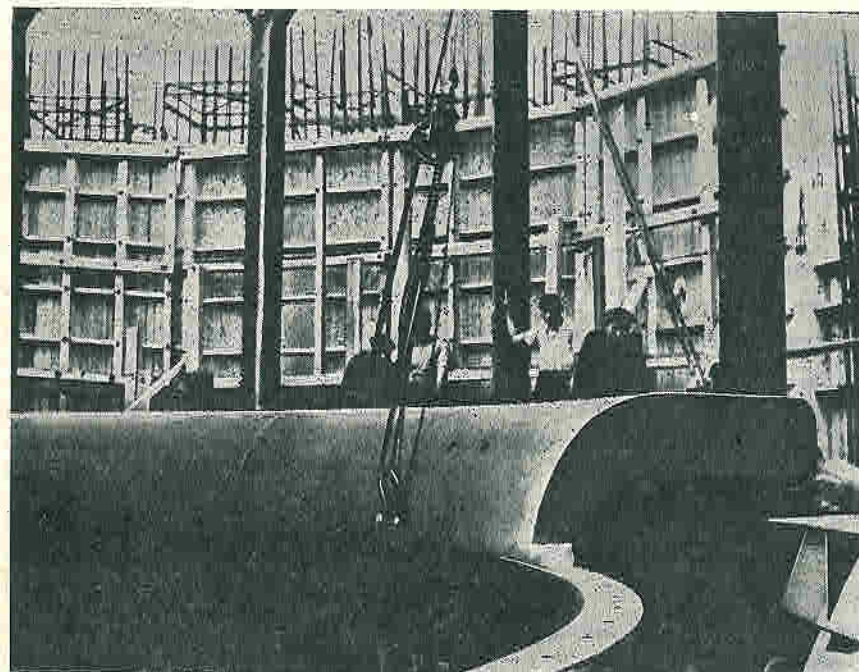


Рис. 44. Установка сегмента нижнего кольца направляющего аппарата

Fig. 44. Installation of segment of wicket gate distributor ring

4-7. НАПОРНЫЕ ГИДРОТУРБИННЫЕ КАМЕРЫ

А. КОНСТРУКЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ

Напорные турбинные камеры небольших гидроагрегатов могут иметь вид либо открытой шахты четырехугольного сечения в плане, либо закрытой шахты, имеющей форму цилиндра или усеченного конуса (турбины котельные и прямоточные). В гидравлическом отношении предпочтительнее открытая камера, но для крупных гидроагрегатов она мало пригодна, так как, чтобы обеспечить ее хорошие качества, пришлось бы намного увеличить ее размеры, а это потребовало бы значительных затрат. Поэтому крупные гидроагрегаты имеют закрытые напорные камеры, представляющие собой в плане спираль, которая полностью или почти полностью охватывает окружность гидротурбины. Эта спираль в месте охвата гидротурбины имеет уменьшающееся по направлению потока воды радиальное поперечное прямоугольное или круглое сечение. Такая форма камеры обеспечивает более равномерный подвод воды к гидротурбине, причем скорость потока воды во всех сечениях его остается практически одинаковой.

Гидротурбины поворотно-лопастного типа, устанавливаемые на низконапорных гидростанциях, как правило, имеют бетонную спиральную камеру прямоугольного сечения, так как эта форма проще всего в изготовлении. Такая камера может быть как необлицованной, так и облицованной металлическими листами. Обычно облицовывают только участки, сопрягающиеся с верхним и нижним кольцами статора, но иногда листы накладывают также на стены и даже на потолок камеры.

Радиально-осевые гидротурбины, имеющие сравнительно высокие напоры, обычно снабжаются ме-

4-7. PRESSURE HYDRAULIC TURBINE CASES

A. MECHANICAL DESIGN AND PURPOSE

The pressure turbine cases of small hydropower units are designed either in the form of an open square (in plan) shaft or an enclosed shaft in the form of a cylinder or truncated cone (cased and tubular turbines). From the hydraulic point of view an open chamber is more preferable, but in the case of large hydropower units it is hardly applicable because to obtain good performance, its size should be greatly increased thereby involving considerable expenditures. That is why large hydropower units are provided with an enclosed pressure case which is a scroll tapered in the direction of water flow and partially or fully embracing the turbine circumference; the scroll may be of a radial, square, or circular cross-section. Such a shape of the runner case guarantees a more uniform water supply to the turbine; the water flow rate in all its sections remains practically the same.

Adjustable-blade turbines, which are usually installed at low-head hydroelectric plants are, as a rule, equipped with a concrete square-shape scroll case, since it is the simplest one to manufacture. Such a scroll case may be unlined or lined with steel sheets. Usually, the liner is provided only on the area adjacent to the upper and lower stay rings, but sometimes the walls and even the ceiling of the scroll case are lined with steel sheets.

Radial-axial hydraulic turbines designed for comparatively high heads are usually equipped with cast steel scroll cases and more often with welded scroll

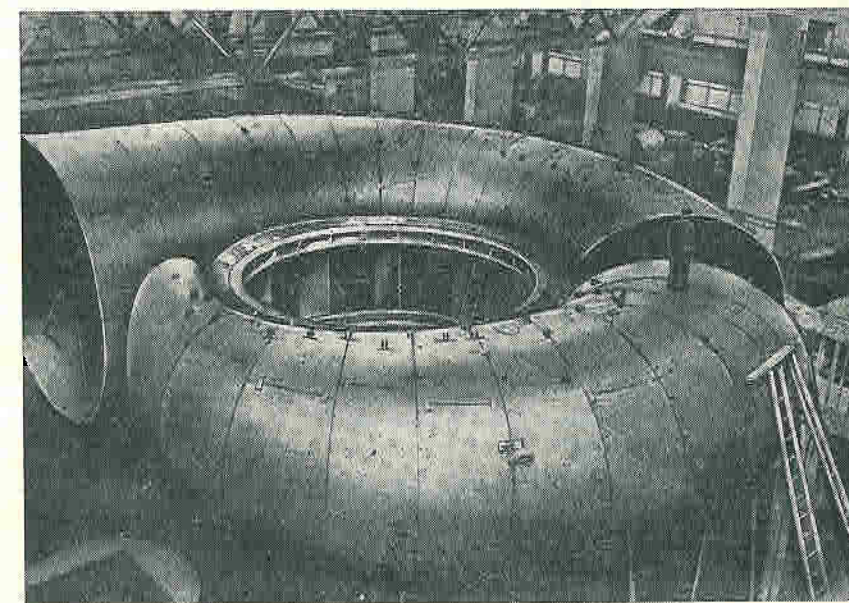


Рис. 45. Контрольная сборка спиральной камеры на заводе-изготовителе

Fig. 45. Check-up assembly of scroll case at manufacturing plant

таллическими литыми, а еще чаще сварными спиральными камерами (рис. 45). Металлическая камера представляет собой свернутую в спираль трубу цилиндрической или почти цилиндрической формы с суживающимся сечением. Эта труба по внутреннему диаметру спирали имеет прорез, которой она сопрягается со статором гидротурбины, так что поток воды, пройдя через нее и статор, поступает в направляющий аппарат.

Литую спиральную камеру обычно в бетон не заделывают, а устанавливают открыто, подливая бетоном только ее нижнюю часть. Сварную спиральную камеру заделывают в бетон частично или полностью.

В зависимости от напора, на который рассчитана гидротурбина, стенки сварной спиральной камеры имеют разную толщину. В современных конструкциях она колеблется в пределах от 10 до 70 мм. Материал, применяемый при изготовлении камер, по этим же соображениям имеет различные марки. Большей частью используются конструкционные стали, реже низколегированные.

Сварную спиральную камеру делают из отдельных звеньев. На заводе-изготовителе эти звенья проходят только контрольную сборку на одном из статоров серии, причем с применением лишь временных креплений. Окончательную сборку и сварку камеры производят на месте монтажа. Размеры отправляемых на монтаж звеньев диктуются условиями железнодорожных перевозок.

Разновидностью спиральной камеры может быть двухподводная спиральная камера, которая проектировалась и изготавливалась на Ленинградском металлургическом заводе имени XXII съезда КПСС

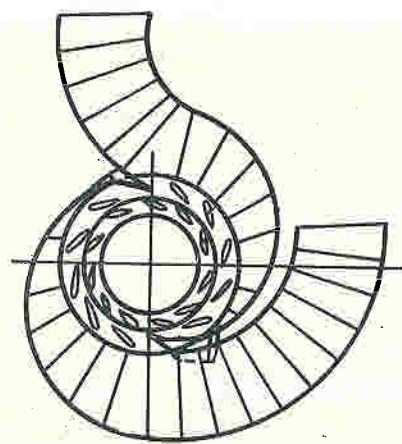


Рис. 46. Двухподводная спиральная камера, установленная на Бухтарминской ГЭС

Fig. 46. Bifurcated scroll case installed at the Bukhtarminskaya hydroelectric power plant

(рис. 46). Эта камера впервые в мировой практике была установлена в 1964 г. на одной из турбин Бухтарминской ГЭС. Особенность этой спирали сводится к тому, что здесь от каждого подвода вода подается к половине периметра направляющего аппарата. В отличие от обычной спирали, при которой статор турбины испытывает неравномерную по периметру нагрузку, в двухподводной камере эта неравномерность значительно уменьшается. Это позволяет уменьшить толщину металла оболочки спирали, что

cases (Fig. 45). A steel scroll case is a taper pipe of a cylindrical or almost cylindrical shape placed in a scroll. A slot is provided over the inner scroll periphery for jointing with the turbine stay ring so that the water flow passes through the slot and stay ring and reaches the wicket gates.

The cast scroll case is usually not embedded into concrete; it is exposed and only its lower portion is grouted in concrete. The welded scroll case is embedded partially or completely into concrete.

The thickness of the scroll case walls depends on the rated head of the turbine. In state-of-the-art scroll cases the wall thickness varies from 10 to 70 mm. The same criterion dictates the grade of the material used for manufacturing the scroll case: in most cases it is constructional steel, and more seldom it is alloy steel.

The welded scroll case is made of separate sections; the check assembly of these sections is made on one of the stay rings of the given series using only temporary braces. The final assembly and welding of the scroll case are done in the field at the place of installation. The size of scroll case sections to be shipped to the job site is governed by the railway transport conditions.

Another type of a scroll case is a bifurcated scroll case which has been designed and manufactured at the Leningrad Metal Works (LMZ) named after the XXII Congress of CPSU (Fig. 46). The scroll case unprecedented in world's practice was installed on one of the turbines at the Boukhtarma hydroelectric power plant (USSR) in 1964. This scroll case is characterized in that water is supplied from each scroll case passage to half the wicket gates.

As distinct from a standard scroll case in which the stay ring takes uneven loads over the periphery, in the bifurcated scroll case the load division over the periphery is much more uniform. This allows for having a thinner metal spiral casing which is particu-

имеет особое значение при изготовлении уникальных гидротурбин. При двухподводной камере также уменьшается неравномерность воздействия потока воды на рабочее колесо турбины.

Установка двухподводной спиральной камеры целесообразна в тех случаях, когда вода к турбине подводится по двум напорным трубопроводам, что освобождает от изготовления сложного и трудоемкого тройника. Кроме того, уменьшение толщины металла спирали облегчает ее монтаж. Все эти преимущества позволяют сделать вывод о том, что конструкция двухподводных спиральных камер найдет себе широкое применение.

С внедрением в гидростроительство усиленного железобетона смогут найти себе применение спиральные камеры для радиально-осевых гидротурбин средних и высоких напоров.

В. СБОРКА СВАРНЫХ СПИРАЛЬНЫХ КАМЕР

Монтаж спиральных камер состоит из двух технологически связанных между собой процессов: сборки на электросварочных прихватках отдельных сегментов камеры в одно целое и сварки этих сегментов в местах сопряжения друг с другом и со статором гидротурбины. Сборка и сварка могут производиться как параллельно, так и последовательно. В первом случае сварка, в том числе и окончательная, следует как бы по пятам за сборкой, лишь несколько отставая от нее, во втором случае к окончательной сварке приступают лишь после сборки всех звеньев камеры (за исключением вставки). Однако и во втором случае последующую секцию пригоняют к предыдущей, когда у последней заварены все продольные швы и около 30—40% кольцевых.

Ниже разберем отдельно оба процесса, составляющих этот комплекс работ. Монтаж специальных камер можно начинать после установки и раскрепления статора гидротурбины и соответствующей подготовки и проверки фундаментных опор под нее. Фундаментные опоры могут быть выполнены либо в виде бетонных или металлических тумб, заделанных своими основаниями в бетон, либо в виде металлических плиток с анкерами, заделанными в бетон, либо, наконец, просто в виде бетонного пола с ровными площадками под монтажные домкраты и с выходящей на поверхность около этих площадок голой арматурой для разварки домкратов. Если фундаментные опоры представляют собой бетонные или металлические тумбы, высота которых на 20—30 мм ниже соответствующих опорных точек на звеньях спиральной камеры, то регулировку высотного положения при сборке спиральной камеры можно производить с помощью мерных прокладок или парных встречных клиньев. Эти прокладки (или клинья) устанавливаются между опорной тумбой и прива-

larly important for manufacturing hydraulic turbines of unique design. The non-uniformity of water flow action on the runner in the bifurcated scroll case is also reduced.

The installation of a bifurcated scroll case is reasonable when water is conveyed to the turbine by two penstocks which makes it possible to dispense with a very complicated and labour consuming T-branch. Besides, less thickness of the spiral casing facilitates its installation. All these advantages allow one to conclude that bifurcated scroll cases will find wide application.

With introducing high strength reinforced concrete the scroll cases will be used for radial-axial medium- and high-head turbines.

B. INSTALLATION OF WELDED SCROLL CASES

The installation of the scroll cases consists of two closely connected technological procedures: assembly of separate scroll case sections to make one piece by electrotack-welding and welding of these sections with each other and with the stay ring.

The assembly and welding operations may be carried out at a time or in succession. In the former case, welding, including final welding, closely follows the assembly operations, being only a little bit behind; in the latter case, final welding is started only after all the sections of the scroll case (except the closing thimble) have been assembled and installed. However, in the latter case the next section is also fitted to the previous one only after all its longitudinal joints and about 30—40 per cent of its circular joints are welded.

Described below are the two procedures mentioned above.

Installation of scroll cases can be started after the stay ring is mounted and fixed and foundation supports for it are prepared and adjusted. The foundation supports can be made either in the form of concrete or metal pedestals with their foundations embedded in concrete or metal plates with anchors embedded in concrete, or, at last, in the form of a concrete floor with even decks for erection jacks and with exposed reinforcing bars projecting to the surface near these platforms for welding the jacks. If foundation supports are made in the form of concrete or metal pedestals and their height is 20—30 mm below the respective support points on the scroll case sections, then the elevation can be adjusted during assembly of the scroll case with the help of shims or a pair of opposing wedges. These shims (or wedges) are inserted between

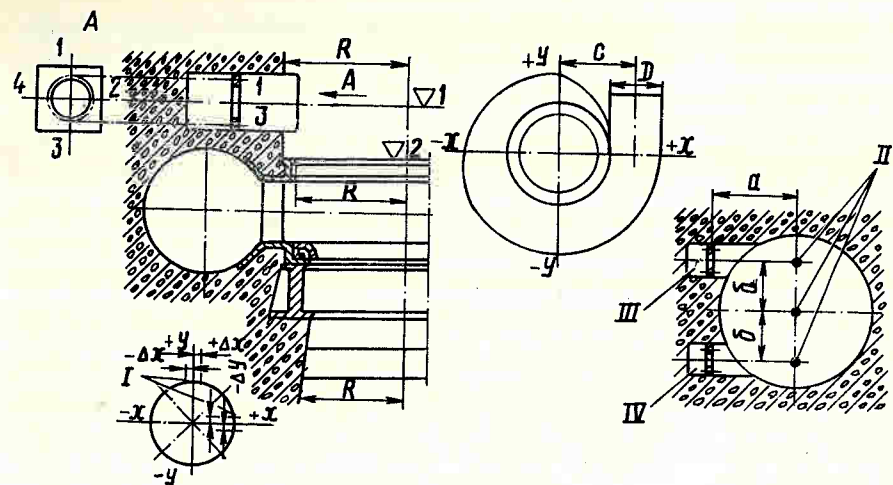


Рис. 48. Формуляр установки статора, спирали и шахт сервомоторов радиально-осевой гидротурбины
Fig. 48. Record Sheet of Installation of Stay Ring, Scroll Case and Servomotor Pits of Radial-Axial Hydraulic Turbines

Обозначение замеров Designation of measurement	Размер входного патрубка спирали, мм Size of inlet connection piece of scroll case, mm		Отклонение, мм Deviation, mm	
	по чертежу acc. to drw.	фактический с наибольшим отклонением actual with max. deviation	фактическое максимальное actual max.	допустимое по ТУ permissible acc. to specification
D				
C				

Обозначение замеров Designation of measurements	Положение и размеры шахты сервомотора Position and sizes of servomotor pit							
	со стопором with stopper				без стопора without stopper			
	Размер Size		Отклонение Deviation		Размер Size		Отклонение Deviation	
	по чертежу acc. to drw.	фактический actual	фактическое actual	допустимое по ТУ permiss. acc. to specif.	по чертежу acc. to drw.	фактический actual	фактическое actual	допустимое по ТУ permissible acc. to specific.
∇1 (M) (m)								
a в точках points	1							
	2							
	3							
	4							
b								

Секции спирали, состоящие из двух или трех монтажных элементов, свариваемых на монтаже между собой по горизонтали, собирают в такой последовательности: вначале ставят и подгоняют к соседней секции нижний элемент, затем к нему пригоняют средний. Установкой верхнего элемента, который раскрепляется к верхнему кольцу статора, среднему элементу и соседней секции, заканчивается монтаж секции, состоящей из трех элементов.

in the field shall be assembled in the following sequence: first, the lower assembly member is installed and fitted to the adjacent section; then the middle member is fitted to the lower one. On installing the upper member, which is secured to the upper stay ring, the middle assembly member and the adjacent section, the erection of the section consisting of three members is completed.

Обозначение Designation	Размер по чертежу Size acc. to drw.	Фактические размеры по осям Actual sizes in axes								Отклонение, мм Deviation in mm	
		+y	+y+x	+x	+x-y	-y	-y-x	-x	-x+y	фактическое максимальное actual max.	допустимое по ТУ permissible acc. to specif.
∇2(M) (m)											
R ₁											
R ₂											
R ₃											
±Δx											
±Δy											

I — установочные метки; II — струна с отвесами; III — шахта сервомотора со стопором; IV — шахта сервомотора без стопора

I — locating marks; II — piano wires with plumbs; III — servomotor pit with stopper; IV — servomotor pit without stopper

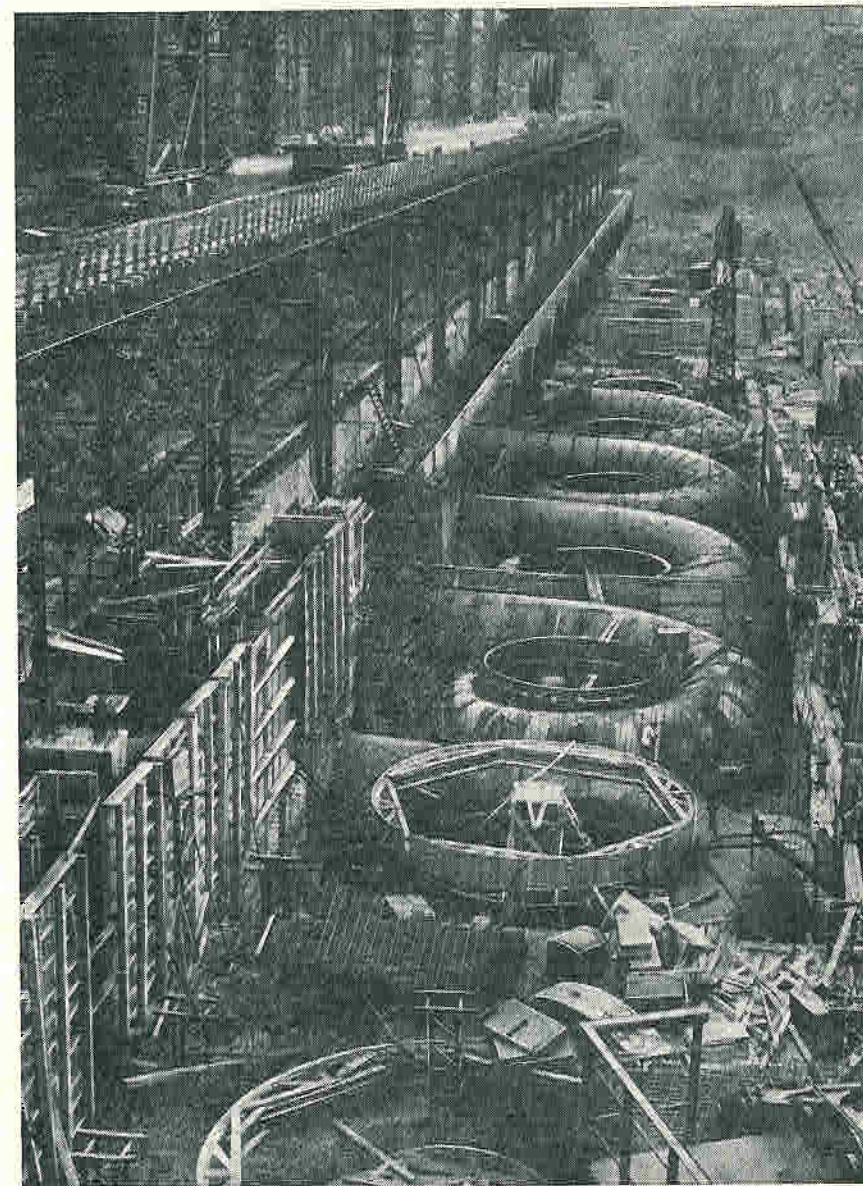


Рис. 49. Общий вид монтажа спиральных камер турбин

Fig. 49. General view of turbine scroll cases installation

Секции, которые по горизонтали на монтаже не свариваются, а представляют собой целый элемент, строят так, чтобы при установке их получался наклон в сторону верхнего воротника статора. Устанавливают их, навешивая на привариваемый к верхнему воротнику статора упор; при этом низ секции подходит к нижнему воротнику под действием собственного веса секции.

Сопрягаемые стыки подгоняют с помощью показанных на рис. 47 болтовых стяжек, конусных оправок, а, в случае надобности, и с помощью газопламенной резки или пневмозубила, которыми срезают выступающие участки на кромках сопрягаемых элементов, с обязательной последующей разделкой этих кромок под сварку.

Регулировку высотного положения каждой секции и спиральной камеры в целом производят с помощью домкратов 4, а форму трубы спирали исправляют растяжками 3. Окончательная проверка геометрической формы и правильности установки спиральной камеры производится после окончательной заварки всех монтажных элементов спиральной камеры с составлением формуляра (рис. 48), в который наряду с данными о фактических замерах заносят также сведения о допустимых отклонениях, помещенных в табл. 6. Общий вид монтажа спиральных камер гидротурбин крупной ГЭС показан на рис. 49.

On sections fabricated as one assembly member and, therefore, not welded horizontally in the field, slings shall be attached so that they are inclined during installation towards the upper stay ring collar; the section is suspended on a support welded to the upper stay ring collar with the bottom of the section coming close to the lower stay ring collar by gravity.

The joints are fitted by means of bolts, cone bars (see Fig. 47) and, if required, with the help of flame cutting or by an air chipper to cut off buttons on the edges of the members to be joined, this procedure being followed by preparation of edges for welding.

Every scroll case section and the scroll case as a whole must be adjusted to design elevation with the help of jacks 4: the scroll case is brought to the desired shape by braces 3. The scroll case is finally checked for geometric shape and proper installation after welding of all its assembly members and the record sheet is made up (Fig. 48). The record sheet contains data on actual measurements and also tolerances specified in Table 6. The general installation layout for a scroll case of a hydraulic turbine of a large hydroelectric plant is shown on Fig. 49.

Таблица 6

ДОПУСКИ НА МОНТАЖ СВАРНОЙ СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЫ

Характер отклонения	Место замера	Допустимые отклонения (мм) для звена спиральной камеры диаметром сечения (не более), м				
		2	3	4,5	6	8
Смещение центра входного сечения спирали относительно трубопровода	От центра входного сечения спирали до центра трубопровода	12	18	25	30	40
Нарушение формы сечения	В сечениях, заданных формуляром (рис. 4—23)	0,01 от размера в данном сечении				

Table 6

TOLERANCES FOR INSTALLATION OF WELDED SCROLL CASE

Type of deviation	Place of measurement	Tolerance (mm) for scroll case section of cross-section dia., max., m				
		2	3	4,5	6	8
Displacement of scroll inlet section centre relative to penstock	From centre of inlet section to centre of penstock	12	18	25	30	40
Cross-section shape distortion	In cross-sections specified by record sheet (Fig. 4—23)	0.01 from dimension in the given cross-section				

В. СВАРКА ЭЛЕМЕНТОВ СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЫ

Сварка элементов спиральной камеры является весьма ответственной операцией, так как от качества сварного соединения в значительной степени зависит прочность спирали. Сварка должна производиться так, чтобы прочность спиральной камеры в сечениях по шву и в околошовной зоне была равнозначной прочности в соответствующих сечениях зоны термического влияния. Кроме того, при сварке и в процессе остывания сварных соединений должны быть выполнены условия, обеспечивающие наименьшие деформации отдельных свариваемых элементов и в целом всей спирали вместе со статором. Точно определить расчетным путем все эти условия для спиральной камеры не представляется возможным, а поэтому их задают, исходя из многолетнего практического опыта. Прочность сварного соединения, выполненного ручной электродуговой сваркой, которая применяется при монтаже спиралей, зависит в первую очередь от квалификации электросварщика, от качества подгонки и разделки стыковых кромок, от сварочного оборудования и от выбора и соблюдения технологии, которой обуславливаются также марка и качество применяемых электродов.

Электросварщики, привлекаемые для сварки спиральных камер, должны иметь удостоверение на право сварки ответственных металлоконструкций. Кроме того, независимо от наличия такого удостоверения, каждый электросварщик должен быть проверен на работах в конкретных условиях. Такую проверку можно производить либо непосредственно на элементах спирали, либо на образцах из применяемой для этой спирали стали. При этом сварка производится во всех положениях электродами, применяемыми для сварки этих спиралей. Критерием для окончательного решения вопроса о пригодности для этих целей сварщика является качество сварки, определяемое технологической пробой, а также методами, которые будут изложены ниже. Так как прихватки в дальнейшем остаются в составе сварного шва, то к сварщикам, выполняющим прихватки, должны быть предъявлены все упомянутые выше требования.

Подгонка и разделка кромок стыка должна производиться в строгом соответствии с чертежом, в котором указываются как геометрическая форма шва, определяющая углы скоса кромок, так и зазоры между двумя сопрягаемыми сваркой элементами. Несмотря на то, что подгонка и разделка кромок под сварку производятся в основном на заводах, изготавливающих элементы спиральных камер, тем не менее такие работы также частично выполняются во время монтажа на месте установки гидротурбины. Необходимость в этом вызывается деформацией элементов спирали во время погрузки, транспортировки, разгрузки и хранения, а также

C. WELDING OF SCROLL CASE MEMBERS

Welding of scroll case members is a very important operation, since the quality of a weld defines to a considerable degree the strength of the scroll. Welding shall be performed so that the strength of the scroll case in the weld and about it shall be the same as in the respective sectional areas of the heat affected zone. Besides, during welding and cooling of welded joints it is necessary to meet the conditions ensuring minimum deformations of separate members welded together and of the entire scroll case assembled with the stay ring. To calculate all the above conditions for the scroll case is impossible and, therefore, they are specified basing on the many-year experience. The strength of the joint welded by manual electric arc-welding, which is used for the assembly of scroll cases, depends primarily upon welder's skill, the quality of fitting and edge preparation, welding equipment and on the welding procedure used, including the type and quality of electrodes.

Welders and welding operators employed for welding scroll cases shall have a qualification certificate stating that they are qualified to weld important steel structures. In addition, every welder or welding operator shall pass appropriate tests on the job: either on the scroll case members, or on samples of steel used for manufacturing the particular scroll case. Welding shall be performed in all the positions using the electrodes specified for welding the particular scroll cases. The criterion of the ability of welders and welding operators is the quality of the weld that is determined by technological sampling tests and also by other methods described below. Since the tackwelds remain in the final welds, the welders involved in the job must also meet the above requirements.

Preparation and fitting of edges shall be in full compliance with the drawing, that specifies the geometry of the weld defining bevel angles and also clearances between two parts to be welded. In spite of the fact that preparation and fitting of edges is made mainly by manufacturer, these operations are often performed at the job site during the installation of the turbine, which is necessitated by deformation of the scroll case parts in the course of loading, shipping, unloading, and storing, and also by improper

неаккуратной подгонкой и разделкой кромок на заводе-изготовителе. Кроме того, такие работы приходится выполнять при подгонке вставки и звена, сопрягаемого с напорным трубопроводом, так как такая подгонка намеренно переносится на монтаж в кратер гидротурбины.

При подгонке стыков и разделке фасок под сварку рекомендуется руководствоваться следующими общими положениями: в местах образования нулевых зазоров (касание или набегание) необходимо кромки разделить так, чтобы довести зазор до проектного. После подрезки кромок разделка фасок должна быть исправлена так, чтобы их геометрическая форма соответствовала проектной. Разделку можно производить подружкой зубилом или обрезкой пламенем. Отклонения от заданного угла разделки должны быть не более $\pm 5^\circ$. В случае, если местные зазоры в стыках получатся больше проектного, необходимо произвести наплавку на одну из кромок стыка (рис. 50, а). Притупления, превышающие те, которые допускаются проектом, должны быть доведены до нормы путем подружки или газовой резки во избежание возможных несправностей у корня шва.

Геометрическая форма разделки стыка под ручную электросварку зависит от типа сварного соединения, толщины свариваемых листов и расположения шва в процессе сварки. Наиболее распространенные формы такой разделки стыка для спиральных камер показаны на рис. 50, б-д. Показанную на рис. 50, б V-образную разделку делают на листах, свариваемых встык и имеющих толщину 20 мм. Листы толщиной более 20 мм должны иметь для сварки встык симметричную или же несимметричную X-образную разделку (рис. 50, в).

Для уменьшения потолочной сварки разделку горизонтальных и кольцевых швов спирали делают комбинированной, т.е. в нижней части трубы спирали кромки разделяются с внутренней, а в верх-

ней части с наружной стороны. Наружная боковая часть трубы на участке, замыкающем нижнюю и верхнюю части, обычно делается с X-образной разделкой.

Сварочное оборудование во многом определяет качество сварных швов. В зависимости от применяемых электродов сварку элементов спиральной камеры производят с помощью сварочных трансформаторов или электросварочных машин постоянного тока. Применение последних значительно облегчает выполнение потолочной сварки и позволяет вести сварку любыми электродами, но намного увеличивает расход электроэнергии и поэтому допустимо лишь в случае крайней необходимости.

Крайне важно, чтобы сварочное оборудование находилось в исправном состоянии и обеспечивало поддержание требуемой силы тока. Сила сварочного тока зависит от типа и диаметра электродов и при сварке спиральных камер по нормальному режиму обычно составляет около 50 А на 1 мм диаметра электродов. Чтобы повысить производительность труда электросварщиков и обеспечить сохранность сварочного оборудования, целесообразно устанавливать его в отдельном помещении с особым дежурным лицом, которое по сигналу сварщика производило бы требуемую регулировку сварочного тока.

Технологические положения, которые должны соблюдаться при сварке, сводятся к следующему. После того как стыки под сварку будут хорошо подогнаны, необходимо очистить разделку и соседние с ней участки, удалить металлической щеткой окалину, оставшуюся после резки пламенем, грязь и ржавчину. Зачистку надо производить до металлического блеска. Зону сварки необходимо защитить от попадания атмосферных осадков и ветра и оградить от рядом работающих монтажников с тем, чтобы не оказывать вредного действия на их незащищенные от света дуги глаза. При низких окружающих температурах необходимо создать микроклимат с температурой, обусловливаемой маркой стали спирали.

Перед началом сварки следует также убедиться в пригодности электродов, проверив их обмазку на эксцентричность и влажность. Электроды с эксцентричной обмазкой, от которой в процессе сварки получают козырьки, препятствующие поддержанию постоянства дуги, следует отбраковать, а электроды с отсыревшей обмазкой — прокалить при температуре, диктуемой составом обмазки. Кроме того, электроды должны быть испытаны технологически. Еще лучше испытать механические свойства наплавленного металла.

Стыки элементов спиральной камеры следует сваривать за несколько проходов, причем число их зависит от толщины свариваемых элементов. Первый проход выполняется электродами меньшего диаметра (обычно 4 мм) при несколько повышенной

ней части с наружной стороны. Наружная боковая часть трубы на участке, замыкающем нижнюю и верхнюю части, обычно делается с X-образной разделкой.

Сварочное оборудование во многом определяет качество сварных швов. В зависимости от применяемых электродов сварку элементов спиральной камеры производят с помощью сварочных трансформаторов или электросварочных машин постоянного тока. Применение последних значительно облегчает выполнение потолочной сварки и позволяет вести сварку любыми электродами, но намного увеличивает расход электроэнергии и поэтому допустимо лишь в случае крайней необходимости.

Крайне важно, чтобы сварочное оборудование находилось в исправном состоянии и обеспечивало поддержание требуемой силы тока. Сила сварочного тока зависит от типа и диаметра электродов и при сварке спиральных камер по нормальному режиму обычно составляет около 50 А на 1 мм диаметра электродов. Чтобы повысить производительность труда электросварщиков и обеспечить сохранность сварочного оборудования, целесообразно устанавливать его в отдельном помещении с особым дежурным лицом, которое по сигналу сварщика производило бы требуемую регулировку сварочного тока.

Технологические положения, которые должны соблюдаться при сварке, сводятся к следующему. После того как стыки под сварку будут хорошо подогнаны, необходимо очистить разделку и соседние с ней участки, удалить металлической щеткой окалину, оставшуюся после резки пламенем, грязь и ржавчину. Зачистку надо производить до металлического блеска. Зону сварки необходимо защитить от попадания атмосферных осадков и ветра и оградить от рядом работающих монтажников с тем, чтобы не оказывать вредного действия на их незащищенные от света дуги глаза. При низких окружающих температурах необходимо создать микроклимат с температурой, обусловливаемой маркой стали спирали.

outer scroll side on the section connecting the upper and lower halves.

Welding equipment is an important factor determining the quality of welded joints. Depending on the electrodes used the scroll case parts are welded either with welding transformers or d.c. electric welding machines. Electric welding machines considerably facilitate overhead welding and make it possible to use any type of electrodes, but it consumes much more power and therefore can be used in case of emergency.

It is extremely important to keep the welding equipment in good repair so that it could maintain the specified current. The welding current depends on the type and diameter of electrodes and it is usually about 50 A per 1 mm of electrode diameter for normal welding conditions. To raise the welding rate and to ensure good condition of the welding equipment, it is good practice to arrange it in a separate room with a man attendant, who would regulate the welding current on a signal from the welding operator.

Technical procedure requirements to welding are as follows. After the joints are well fitted, the groove and adjacent area shall be freed of scale, dirt and rust with a metal cleaning brush until metal glitters. The welding area shall be protected against precipitation and wind and the erection personnel working nearby shall be also protected against harmful effect of the arc glistening on the eyes. At low ambient temperatures it is necessary to make a microclimate with a temperature suitable for the scroll steel grade.

Before welding is started, the electrodes shall be checked for condition and eccentricity and humidity of the coating. Electrodes with eccentric coating shall be rejected since such coating gives rise to protrusions which prevent a constant arc from being maintained; electrodes with damp coating shall be calcinated at a temperature dictated by the coating composition. Besides, the electrodes shall be tested, though the best thing is to test the mechanical properties of the deposited weld metal.

The joints between the scroll case parts shall be welded by several passes, their number depending on the thickness of parts to be welded. The first pass shall be made with electrodes of a smaller diameter (usually 4 mm) at a higher current. Such an increase in current (10—12 per cent of rated) ensures better weld root penetration which, in its turn, requires less back chipping.

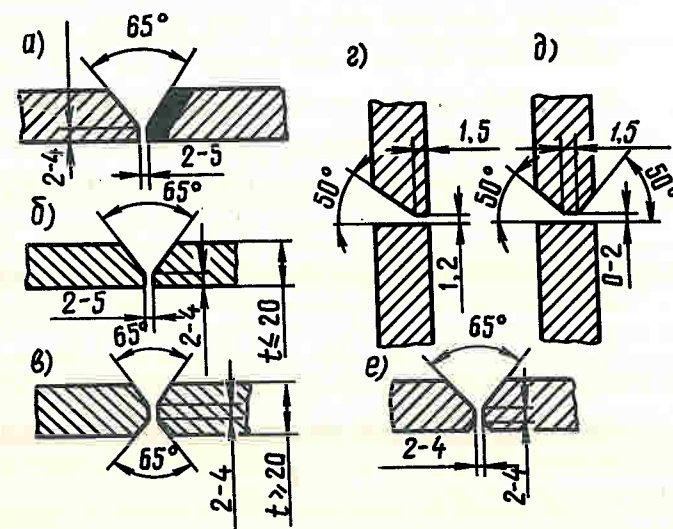


Рис. 50. Подгонка и разделка кромок под сварку на элементах спиральной камеры

Fig. 50. Adjustment and grooving of scroll case elements

силе тока. Такое повышение силы тока (примерно на 10—12% от номинальной) обеспечивает лучший провар корня шва, что в значительной степени уменьшает объем работ по подрубке корня шва.

Сварку спирали на монтаже рекомендуется выполнять в следующей последовательности: в первую очередь сваривают в каждой секции продольные швы, затем приваривают звенья к статору и только после этого сваривают кольцевые стыки. Последующие секции можно сваривать только после того, когда у предыдущих будут заварены все продольные стыки и не менее 30% каждого кольцевого шва. Подварные швы могут выполняться либо по мере завершения очередного основного шва, либо после окончания сварки всех основных швов.

Сварку обычно начинают с проварки отражающего листа в местах его сопряжения с колонной и воротником статора в той части, которая попадает в замкнутую полость между зубом и звеном. Сварка, так же как и сборка спирали, производится в двух направлениях. От зуба к середине спирали до замыкающего звена вставки, которое заваривается в спирали последним. Это звено, благодаря имеющимся у него припускам, компенсирует все сварочные усадки и деформации (рис. 51). После того как будет заварена вставка, спиральную камеру начинают бетонировать. Но входной ее патрубок и последние секции, примыкающие к зубу спирали, бетоном не заливают. На рис. 47 этот не залитый бетоном участок соответствует звеньям Ia—I—II и XXVI—XXVII. Наличие такого незабетонирован-

The field welding of the scroll case shall be performed in the following sequence: the longitudinal joints in every section are to be welded first, then the sections are welded to the stay ring and only after that the circumferential joints are welded. The next sections can be welded only after all longitudinal joints of the preceding ones and not less than 30 per cent of every circumferential joint have been welded. Backing welds can be made either on completing the next principal joint or on completing all the principal joints.

Usually, welding is started with the baffle plate at points where it is connected to the stay vane and stay ring collar in the closed area between the scroll case nose and the end section. Welding, as well as assembly of the scroll case, is performed in two directions: from the nose towards the middle of the scroll case to the thimble end section which is the last one to be welded in the scroll case. This end section, owing to its tolerances, compensates for all welding contractions and deformations (Fig. 51). After the thimble is welded, concreting of the scroll case begins. However, its inlet end and last sections adjacent to the nose of the scroll case are not concreted. On Fig. 47 this non-concreted portion falls on sections Ia—I—II and XXVI—XXVII. This non-concreted portion ensures welding of the

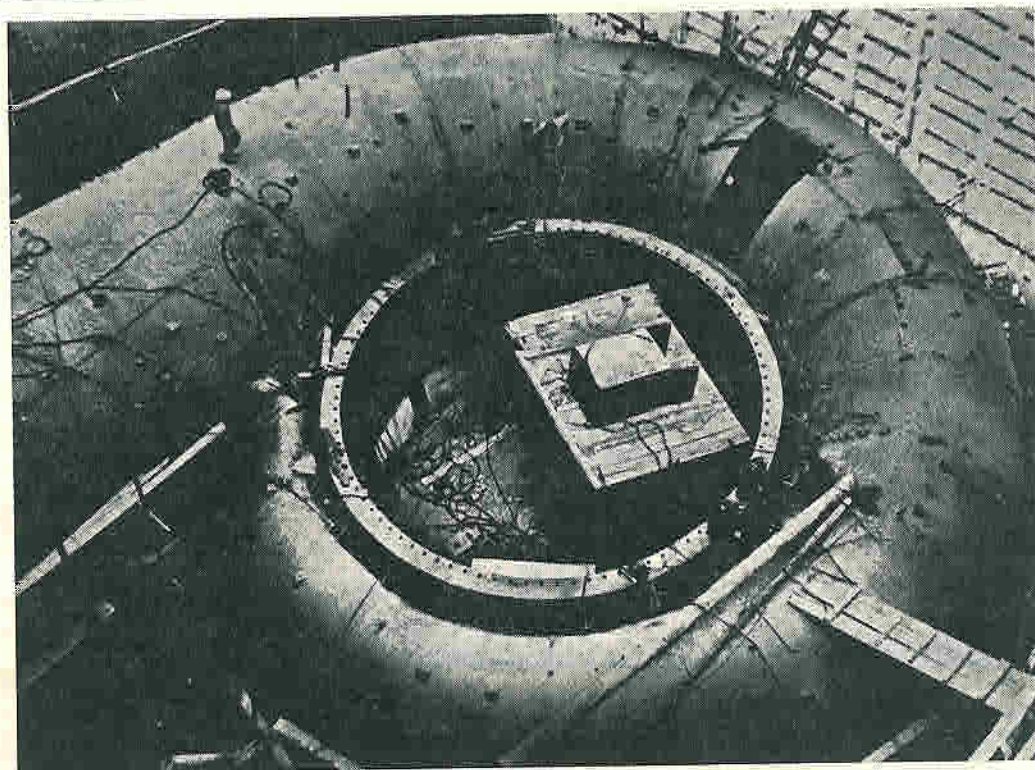


Рис. 51. Подгонка последнего звена спирали (вставки)

Fig. 51. Adjustment of the last section of the scroll case (thimble)

ного участка обеспечивает приварку звена сопряжения спирали с напорным трубопроводом без образования трещин. В случае заварки этого звена до такого бетонирования возможны смещения спирали вместе со статором с нарушением центрирования этого узла даже в том случае, если на трубопроводе имеется компенсатор.

Сваривать продольные и кольцевые швы спирали можно секционным способом, способом последовательного поочередного обратноступенчатого наложения валиков по всей длине шва, способом перевязки слоев горкой, способом наложения швов секциями с подваркой обратноступенчатым способом или же способом двойного слоя в комбинации с последовательным обратноступенчатым. Тот или иной способ выбирают в зависимости от толщины свариваемых листов и марки стали. При больших толщинах (свыше 20 мм) сварку рекомендуется производить „горкой“, или же способом последовательного поочередного обратноступенчатого наложения валиков. Последний способ хорош тем, что при наложении очередного валика предыдущий валик, несколько закаленный, получает своего рода отжиг, что улучшает пластические свойства наплавленного металла шва. Благодаря этой особенности описываемый способ нашел самое широкое применение при сварке элементов спиральных камер.

В целях равномерного распределения остаточных напряжений по окружности трубы спиральной камеры рекомендуется кольцевые швы заваривать одновременно силами нескольких сварщиков, поставленных равномерно по кольцевому стыку. При секционном способе длина секции не должна превышать 500—600 мм. Независимо от применяемого способа сварки наложение каждого шва должно быть обратноступенчатым с длиной ступени, равной 250—300 мм; наложение последующего шва должно производиться после очистки предыдущего валика пневматическим зубилом и щеткой от шлака и окислы. Если при этом будут обнаружены раковины, поры, шлаковые включения и другие дефекты, то следует произвести вырубку пораженных участков.

Последний валик основного шва надо накладывать так, чтобы наплавленный металл выступал над поверхностью сопрягаемых листов не более чем на 2—3 мм. Превышение этой величины недопустимо, так как во время нагрузки на шов уступы будут концентрировать напряжения в околошовной зоне, что может привести к снижению прочности соединения.

Очень вредны подрезы у сварного шва, т.е. занижения в основном металле на участке, примыкающем к шву, получаемые из-за сплавления основного металла.

После окончания сварочных работ производят тщательную проверку качества сварки и по мере выявления дефектов исправляют их. Затем раскрепляют камеру к бетонному основанию, разваривают

scroll case section with the penstock without cracks. Welding this section before the above concreting is performed may cause a displacement of the scroll together with the stay ring with the result that misalignment of the whole assembly may occur even in case the penstock is provided with an expansion piece.

Longitudinal and circumferential joints can be welded using the following methods: sectional welding, welding by sequential alternate continuous backstep passes lengthwise the joint, “hill beads” welding, sectional welding with backstep backing or by a double layer in combination with sequence backstep welding. This or that method is chosen depending on the thickness of steel sheets to be welded and steel grade. Thick steel sheets (over 20 mm) are recommended to be welded either by a “hill beads” method or by a method of sequence alternate backstep passes. The latter method is good from the stand-point that on depositing every next pass the previous one, hardened to some degree, is subject to a sort of annealing which improves plasticity of the deposited metal. Owing to this feature the method in question is widely used for welding scroll cases.

For uniform distribution of residual stresses around the circumference of the scroll case it is recommended that the circumferential joints be welded simultaneously by several welding operators working at equal distances from each other. When using the sectional welding method, the length of the section should not be more than 500—600 mm. Irrespective of the welding method used, every weld should be a backstep one, with the step length of 250—300 mm; the next pass shall be run after the previous pass has been freed of scale and slag by an air chipper and metal brush. In case flux and gas inclusions, pinholes or some other defects are detected, the defective portion shall be chipped.

The capping bead of the principal weld shall be deposited so that the deposited metal rises 2—3 mm above the surface of the welded sheets. This value must not be exceeded since when the weld is loaded the building-up will cause concentration of stresses about the weld which may reduce the weld strength. Very harmful are undercuts in the base metal near the weld caused by melting out of the base metal.

On finishing all welding operations, the quality of welds shall be thoroughly checked and the defects revealed shall be eliminated. Then the scroll case is secured to the concrete foundation, all fastenings are welded and the scroll case together with the stay ring

в различной комбинации, а также сжатый воздух ($P=4 \text{ кгс/см}^2$). Простота получения и незначительная стоимость сжатого воздуха в сочетании с большой производительностью и хорошим качеством воздушно-плазменной резки делают ее вполне приемлемой и для монтажных условий при строительстве гидроэлектростанций.

Опыт промышленной эксплуатации установки АПР-401 показал ее высокую надежность. При помощи этой установки производится механизированная скоростная воздушно-плазменная прямолинейная и фигурная резка цветных и черных металлов и сплавов толщиной до 80 мм. Резка производится с использованием газорезательных машин, в которых вместо газового резака закрепляется плазматрон. С помощью этой установки можно также резать трубы, арматуру, профильный прокат, срезать фаски под сварку и т.д. Установка комплектуется выпрямителями, позволяющими подать рабочее напряжение до 200 В и ток величиной 100—450 А, станцией управления процессом резки и плазматроном, предназначенным для плазменной резки металлов в окислительной плазмообразующей среде. В качестве плазмообразующей среды в основном служит сжатый воздух давлением $P \geq 4 \text{ кгс/см}^2$.

Подаваемая в плазматрон (рис. 53) вода охлаждает последовательно электрод, корпус и сопло, а затем поступает в сливной штуцер. Расход охлаждающей воды — не менее 5 л/мин.

Источник тока к установке подводится таким образом, что минус подается на катодный узел, а плюс — нарезаемый металл и через балластное сопротивление на сопло плазматрона (рис. 53), изолированное от катодного узла. Плазмообразующий газ подается через штуцер.

as well ($P = 4 \text{ kgf/cm}^2$). Easy production and low cost of compressed air in combination with high welding rate and good quality of plasma arc cutting makes it acceptable for assembly operations at hydroelectric power plants.

The experience of industrial operation of the АПР-401 welding set has proved its safe operation. It was used for machine speedy plasma arc length and shape cutting of ferrous and nonferrous metals and alloys up to 80 mm thick. Cutting is performed by gas-cutting machines which are equipped with a plasmotron instead of a gas torch. The machines can be used to cut pipes, reinforcing bars, steel shapes, weld edges, etc. The machine is provided with rectifiers affording an operating voltage of 200 V and a

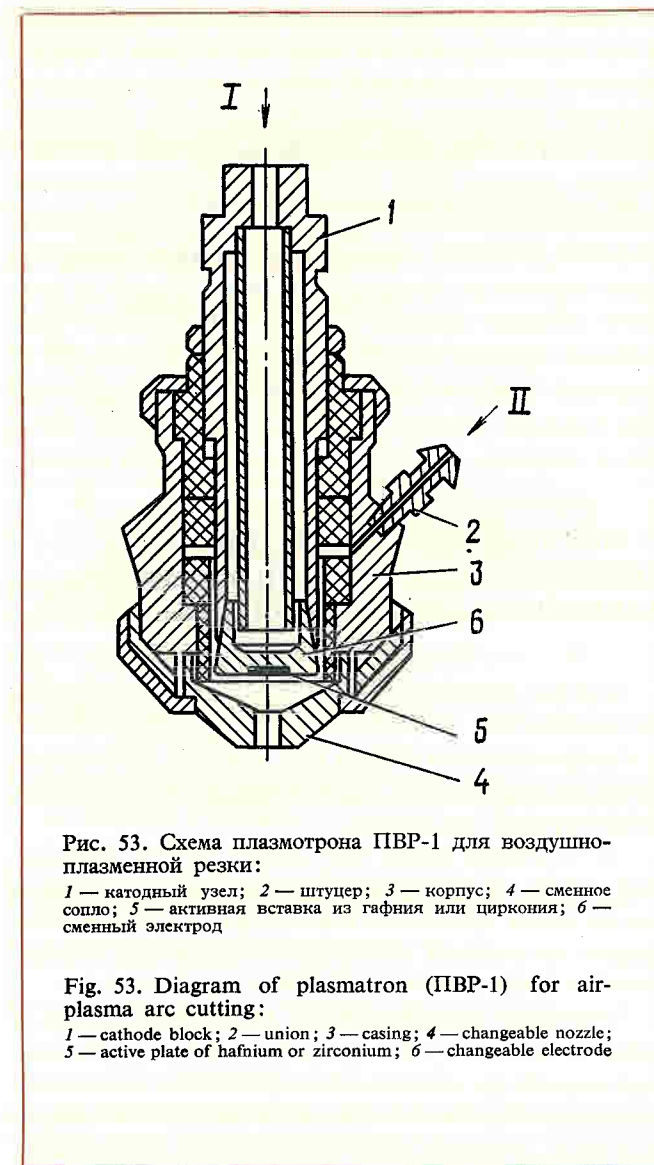


Рис. 53. Схема плазматрона ПБР-1 для воздушно-плазменной резки:

1 — катодный узел; 2 — штуцер; 3 — корпус; 4 — сменное сопло; 5 — активная вставка из гафния или циркония; 6 — сменный электрод

Fig. 53. Diagram of plasmatron (PIBP-1) for air-plasma arc cutting:

1 — cathode block; 2 — union; 3 — casing; 4 — changeable nozzle; 5 — active plate of hafnium or zirconium; 6 — changeable electrode

current of 100 to 450 A with a cutting process control unit and with a plasmotron for plasma arc cutting of metals in the oxidizing plasma forming medium. Compressed air supplied at a pressure $P \geq 4 \text{ kg/cm}^2$, usually serves as a plasma forming component.

Water supplied to the plasmatron (Fig. 53) cools successively the electrode, the casing and the nozzle and then discharges through the outlet union. The cooling water flow rate is at least 5 l/min.

The power source is connected to the cutting machine so that minus is applied to the cathode block and plus to the metal to be cut and then through the ballast resistor to the plasmotron nozzle (Fig. 53) insulated from the cathode block. The plasma forming gas is supplied through the union.

Процесс плазменной резки начинается с создания в плазмотроне дежурной дуги, которая вначале возникает между медным стаканом и соплом, затем потоком воздуха выносится в канал сопла и горит между гафниевой или циркониевой пластиной и наружным торцом сопла. Дуга горит при силе тока 80—90 А и напряжении 140—160 В.

Когда дежурная дуга касается разрезаемого металла, на который подано напряжение источника тока, возникает основная режущая дуга между электродом и изделием, которая потребляет ток 300—500 А при напряжении 100—120 В.

Под действием температуры режущей дуги металл плавится и выносится из зоны реза. Так как скорость истечения плазмы велика, ширина реза получается сравнительно узкая, а кромки реза — гладкие.

Применение воздушно-плазменной резки углеродистых сталей средних толщин позволяет, по данным Института электросварки имени Е. О. Патона, увеличить производительность труда в 5—6 раз по сравнению с производительностью при газокислородной резке.

При этом улучшается качество резки, кромки реза получаются практически вертикальными, отсутствует грат, уменьшается степень деформации. Не менее важное достоинство этого способа заключается в том, что резать можно любые металлы и сплавы.

Д. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ СВАРКИ И СВАРКИ ЭЛЕМЕНТОВ СПИРАЛЬНЫХ КАМЕР, ИЗГОТОВЛЕННЫХ ИЗ НИЗКОЛЕГИРОВАННЫХ СТАЛЕЙ

1. Общие положения

Продвижение радиально-осевых гидротурбин в диапазоны больших мощностей и высоких напоров влечет за собой увеличение толщин элементов спиральных камер. В то же время увеличение толщин элементов камер ограничивается возможностью сварки этих элементов на заводе и на монтаже.

По этой причине элементы спиральной камеры уникальных гидротурбин изготавливаются из нескольких марок сталей, в том числе и низколегированных. Так, например, каждая спиральная камера турбин Красноярской ГЭС изготавливалась из трех марок стали: Мартеновской Ст3, содержащей в %: $C = 0,14—0,22$, $Mn = 0,40—0,65$, $Si = 0,12—0,30$, $P = \text{не более } 0,045$, $S = \text{не более } 0,055$, имеющей $\sigma_T = 24 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$ и $\sigma_b = 47 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$; низколегированной стали 10×СНД с содержанием в %: $C = 0,12—0,18$, $Si = 0,4—0,7$, $Mn = 0,4—0,7$, $Cr = \text{не более } 0,6—0,9$, $Ni = \text{не более } 0,3—0,6$, $Cu = \text{не более } 0,2—0,4$, при $\sigma_T = 35 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$ и $\sigma_b = 50 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$ и специальной стали СК-2, хим. состав которой автором не дается. Из

The plasma arc cutting process starts with forming a pilot arc which appears at first between the copper housing and the nozzle and then is carried away by the air flow into the nozzle bore and wherein it burns between the hafnium or zirconium plate and the outer end of the nozzle. Arcing takes place at 80—90 A current and 140—160 V voltage.

When the pilot arc touches the alive metal the main cutting arc appears between the electrode and the metal and burns at 300—500 A current and 100—120 V voltage. The metal melts down under the arc and then molten metal is carried away from the cutting zone. Since the plasma outflow velocity is high, the cutting width is narrow and the cut edges are smooth.

Air-plasma arc cutting of medium thickness carbon steel according to the data of the Electric Welding Institute named after E.O. Paton, allows for a 5 or 6 fold increase of labour productivity as compared with that using oxygen-gas cutting.

The quality of cutting is better, the cut edges are practically vertical, there is no dross, deformation is less. One more essential advantage is that this method can be used to cut any metals and alloys.

Е. SOME DISTINGUISHING FEATURES OF ASSEMBLY AND WELDING OF SCROLL CASE PARTS MADE OF LOW ALLOY STEEL

1. General

Designing radial-axial hydraulic turbines of greater capacities and for higher heads leads to an increase in the thickness of scroll case components. On the other hand, their thickness is limited by possibilities of welding them in the shop or in the field. That was the reason why the elements of non-standard turbines are manufactured of several steel grades, including low alloy ones. For example, every scroll case of the Krasnoyarsk hydroelectric plant (USSR) is made of three grades of steel:

— open-hearth steel Ct 3, containing in per cent: $C = 0.14—0.22$, $Mn = 0.40—0.65$, $Si = 0.12—0.30$, $P = \text{not over } 0.045$, $S = \text{not over } 0.055$ at $\sigma_T = 24 \text{ kg/mm}^2$ and $\sigma_b = 47 \text{ kg/mm}^2$;

— low-alloy steel 10×СНД containing in per cent: $C = 0.12—0.18$, $Si = 0.4—0.7$, $Mn = 0.4—0.7$, $Cr = \text{not over } 0.6—0.9$, $Ni = \text{not over } 0.3—0.6$, $Cu = \text{not over } 0.2—0.4$ at $\sigma_T = 35 \text{ kg/mm}^2$ and $\sigma_b = 50 \text{ kg/mm}^2$;

последней, как обладающей наибольшим пределом прочности, изготавливались элементы наиболее нагруженных участков камеры.

Поскольку технология сборки и сварки сталей 10ХСНД немногим отличается от сварки обычных углеродистых сталей, и эта технология успешно освоена в монтажной практике; ниже рассмотрим только лишь особенности технологии сборки и сварки элементов, изготовленных из стали СК-2.

2. Сборка элементов спиральных камер

Порядок сборки элементов камер, изготовленных из разных марок стали, не очень многим отличается от сборки камер, изготовленных из обычных углеродистых сталей. Соблюдается такая же технологическая последовательность и применяются те же приемы работ, но с некоторым ограничением, так как сталь СК-2 плохо переносит ударные нагрузки. При сборке элементов спиралей, сделанных из этой стали, а также при снятии временных креплений нельзя применять ударную нагрузку. Подгонку звеньев необходимо производить при воздействии статических нагрузок, а временные крепления удаляют воздушно-дуговой резкой.

Кроме того, подгонка стыков под сварку здесь производится более тщательно, с меньшими допусками на отклонения от номинальных данных, так как сварка этой стали выполняется несколько труднее.

3. Сварка спиральной камеры

Сварка элементов из стали СК-2 между собой и с элементами из других марок сталей в условиях монтажной площадки впервые производилась на строительстве Красноярской ГЭС.

Этому предшествовали большие исследовательско-экспериментальные работы, которые проводились при различных температурах, в том числе и при отрицательных, близких к реальным условиям строительства Красноярской ГЭС (до -25°C).

Окончательная отработка технологии монтажной электродуговой ручной сварки проводилась на монтаже специально обученными для этих целей сварщиками.

Обучение сварщиков-монтажников по специальной программе с заваркой большого количества образцов производилось на Ленинградском металлургическом заводе имени XXII съезда КПСС.

В результате проведения всех этих работ было установлено, что элементы из стали марки СК-2 при выполнении определенных требований могут хорошо свариваться как между собой, так и с элементами, изготовленными из сталей других марок.

При этом было также установлено, что хорошее качество сварки элементов из стали марки СК-2 между собой и с элементами, изготовленными из других марок стали, в монтажных условиях было достигнуто при применении электродов ЭА-981/15, поставляемых по техническим условиям

— special grade steel СК-2, the chemical composition is not given by the author. The СК-2 steel, having the greatest ultimate strength was used for manufacturing the most loaded parts of the scroll case.

Since the assembly and welding procedure of parts made of steel 10ХСНД differs but slightly from the welding procedure of standard carbon steel and the latter is well mastered for assembly purposes, consideration is given only to the peculiarities of the assembly and welding procedure of parts made of steel СК-2.

2. Assembly of Scroll Case Parts

The procedure of assembly of scroll case parts made of steel of different grades does not greatly differ from the assembly of scroll cases made of carbon steel. The sequence of operations and methods used are the same, only limited to some extent, since steel СК-2 poorly withstands impact loads. Impact loads cannot be applied while welding scroll case parts made of this steel and also while temporary bracings are removed. Fitting of scroll case sections shall be carried out with static loads applied; temporary bracing shall be removed by air-arc cutting.

Moreover, fitting of joints shall be more thorough, with lower deviations from the rated values, because welding of the steel in question is a more difficult job.

3. Welding of a Scroll Case

Welding of scroll case parts made of steel СК-2 and welding of these parts with parts made of steel of different grades on the job site was performed for the first time at the construction of the Krasnoyarsk hydroelectric plant (USSR).

It was preceded by a great amount of experimental and research work conducted at different temperatures, including sub-zero temperatures close to the natural temperature conditions in the area of the Krasnoyarsk hydroelectric plant (down to minus 25°C).

The procedure of electrical hand welding was perfected in the field by a team of welders specially trained in the job. The field welders were trained according to a special program at the Leningrad Metal Works (LMZ) including welding of a great number of specimens.

As a result, the above work has proved that parts made of СК-2 steel, provided the specified requirements are met, can be well welded with each other and with parts made of steel of other grades.

It was also found that good quality of welding in the field of parts made of СК-2 steel with each other and with parts made of other steels is obtained by welding with electrodes ЭА-981/15 (Specifications ТУ-545-59) made of austenitic wire, grade ЭИ-981,

№ ТУ-545—59 и изготавливаемых из аустенитной проволоки марки ЭИ-981 или аустенитных электродов марки ЭА-395/9, поставляемых по ТУ-170—55. Применение других марок электродов для сварки в монтажных условиях оказалось невозможным.

Электроды ЭА-981/15 изготавливаются из проволоки, имеющей в своем составе в %: С = 0,07—0,11; Si = не более 0,40; Mn = 1,00—2,00; Cr = 15,00—17,00; Ni = 24,00—27,00; Mo = 5,50—7,00; S = не более 0,018; P = 0,70—1,00; N = 0,10—0,20.

Проволока для изготовления электродов ЭА-385/9 содержит в %: С = 0,08—0,12; Si = не более 0,60; Mn = 1,00—2,00; Cr = 15,00—17,00; Ni = 24,00—27,00; Mo = 5,50—7,00; S = не более 0,018; P = не более 0,025.

Покртия для обеих марок электродов содержат в %: мрамор = 35; плавиковый шпат = 28; ферромolibден = 14; ферротитан = 15; марганец = 8; и 30% от всей шихты жидкое стекло.

Хранение электродов, их прокатка и выбраковка производились по специальной инструкции.

Было также установлено, что сварочное оборудование может применяться любое, которое обеспечивает подачу постоянного тока и нормальную работу на обратной полярности; при этом посты ручной сварки должны быть оборудованы контрольной аппаратурой, указывающей силу сварочного тока, а напряжение в сети не должно колебаться более чем $\pm 6\%$ от номинала, в то время как при сварке низколегированными и малоуглеродистыми электродами это колебание допускается до $\pm 15\%$.

Повышенные требования предъявлялись также и к комплектованию электросварщиков. Подбирались сварщики, имеющие дипломы с разрядом не ниже 4-го, и перед сваркой спиралей они проходили определенное обучение по специальной программе. Кроме того, перед тем как допустить сварщика к работе, он заваривал специальные образцы из этих сталей и по получении хороших результатов испытаний образцов сварщику разрешалось производить сварку спиралей. К работам по воздушно-дуговой строжке корня шва допускались также специально обученные сварщики.

Сварка соединений спиральной камеры в условиях монтажной площадки производилась при положительных и отрицательных температурах (до -25°C) и, как уже упоминалось ранее, аустенитными электродами марки ЭА-981/15 и марки ЭА-395/9.

Сила сварочного тока, которая поддерживалась во время сварки, составляла для электродов диаметром 3; 4 и 5 мм для нижнего положения соответственно 80—100; 120—150 и 150—180 А, а для вертикального, горизонтального и потолочного — 70—100; 100—130 и 130—150 А.

При наиболее рациональном выполнении швов валик имел ширину не более двух диаметров электрода для нижнего, потолочного и горизонтального положений и не более трех диаметров электрода

or with austenitic electrodes, ЭА-395/9 type (Specifications ТУ-170-55). It appeared that other types of electrodes must not be used for welding in the field.

Electrodes, type ЭА-981/15, are made of wire containing in per cent: C = 0.07—0.11; Si = not over 0.40; Mn = 1.00—2.00; Ni = 24.00—27.00; Cr = 15.00—17.00; Mo = 5.50—7.00; S = not over 0.018; N = 0.10—0.20; P = 0.70—1.00;

Wire for electrodes ЭА-385/9 contains in per cent: C = 0.08—0.12; Ni = 24.00—27.00; Si = not over 0.60; Mo = 5.50—7.00; Mn = 1.00—2.00; S = not over 0.018; Cr = 15.00—17.00; P = not over 0.025.

The coating for the electrodes of both types contains in per cent: ferrotitanium = 15; marble = 35; ferromolybdenum = 14; fluorite = 28; soluble glass = 30 per cent of the coating mixture; manganese = 8.

Special manual requirements were followed to store, calcinate and discard the electrodes.

It was also ascertained that any welding equipment can be used if it ensures d.c. supply and reverse polarity operation; the manual welding sets in this case shall be provided with control gear indicating the welding current; voltage in the network should not vary over ± 6 per cent of the rated value, while in welding by low alloy and low carbon electrodes the supply voltage may vary within ± 15 per cent.

Rather high demands were placed on electric welders. Only welders having a qualification category not below the 4th rating were employed. Before starting the welding job on scroll cases the welders were trained according to a special program. Moreover, before a welder was allowed to commence welding, it welded specially chosen specimens of the mentioned steel grades. After the welded specimens were tested and the welded joints proved to be adequate, the welder was allowed to start welding a scroll case. Arc-air gouging of the weld root was allowed to be made also by specially trained welders.

The scroll case joints were welded on the assembly floor at plus and minus temperatures (down to minus 25°C) by austenitic electrodes, types ЭА-981/15 and ЭА-395/9.

Welding currents maintained during welding for electrodes of 3 mm, 4 mm and 5 mm diameter for downward position were 80—100 A, 120—150 A and 150—180 A, respectively, and for vertical, horizontal and overhead positions — 70—100 A, 100—130 A and 130—150 A, respectively.

In most efficient welds the pass width was not more than two electrode diameters for the downward,

для вертикального положения. При этом шов должен накладываться короткой дугой.

Все те общие требования, предъявляемые к сварке спиралей из обычных углеродистых сталей, о которых было сказано в разделе В настоящего параграфа, относятся также и к сварке элементов спиральной камеры, изготовленных из стали СК-2 и других марок.

Е. КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Качество сварных швов спиральных камер в современных условиях проверяют методом рентгенооскопии, просвечиванием гамма-лучами и с помощью ультразвука. Каждый из этих способов обязательно сочетают с проверкой керосином и с просмотром внешнего состояния через лупу. В некоторых случаях по согласованию с заводом-изготовителем спиральной камеры контроль сварных швов может ограничиться проверкой керосином. Контроль сварных швов при монтаже спиральных камер поручают определенному лицу — мастеру по сварке, а при рентгенооскопии, гамма-графировании и ультразвуковом контроле — специальным лицам, обученным контролю этими методами.

Методы испытания и контроля сварных швов устанавливаются проектом в зависимости от требований, предъявляемых к спиральной камере, и примененного для ее изготовления материала. Испытание керосином производят следующим образом: нижнюю сторону стыка окрашивают водным раствором мела, после высыхания которого с другой стороны стыка накладывают тряпку, хорошо намоченную в керосине. Эту тряпку держат на проверяемом шве не менее 2 ч. Если сварной шов имеет какие-либо сквозные неплотности, то керосин образует на окрашенной мелом поверхности пятна.

Обнаруженные таким способом дефектные места сварного шва вырубают, а затем заваривают.

Рентгенооскопия — наиболее совершенный и сравнительно безвредный метод контроля, весьма точно характеризующий состояние сварного шва.

Наиболее распространенным методом контроля качества сварных швов является просвечивание их гамма-лучами радиоактивного кобальта или радиоактивного цезия. Гамма-лучи представляют собой лучи электромагнитного ионизирующего излучения, получаемого в результате естественного распада ядер радиоактивных элементов. Гамма-лучи, аналогично рентгеновским, обладают способностью проникать через непрозрачные толщины металла и, частично задерживаясь в них, вызывать свечение люминофоров (вольфрамата кальция, сернистого цинка и т.д.). Они, подобно световым лучам, обладают способностью воздействовать на фотографическую эмульсию и создавать скрытое изображение, выяв-

overhead and horizontal positions and not more than three electrode diameters for the vertical position. The weld pass should be run by short arc.

The general requirements specified for welding scroll cases of carbon steel, which were mentioned in Section C above, are also valid for welding scroll case parts made of CK-2 steel and steel of other grades.

F. WELD INSPECTION

The quality of welds on scroll cases is nowadays inspected by radiographic and ultrasonic methods and every inspection is combined with kerosene examination and surface examination with a magnifying glass. Sometimes, if agreed upon with the Manufacturing Plant, the welds on a scroll case may be examined only by applying kerosene. Examination of field welds of a scroll case shall be entrusted with the welding foreman, while the radiographic and ultrasonic examination shall be carried out by personnel trained in the above examination.

Inspection and test methods for welded joints are specified basing on the requirements to be met by the scroll case and on the material of the scroll case. Kerosene tests are conducted in the following way: the lower side of the weld is covered with chalk solution. After the chalk solution dries out, a rag soaked in kerosene is put on the weld from the opposite side and kept on the weld for at least two hours. If the weld has local through leakiness, kerosene infiltrates through and kerosene spots appear on the chalk covered surface.

Weld defects found in this way shall be chopped out and repaired by welding.

Radiography is the most perfect and comparatively harmless method of examination, which gives rather an exact picture of the weld.

The method most widely used for inspection of welds is examination by radioactive cobalt or radioactive cesium gamma-rays. The gamma-rays are electromagnetic ionizing radiation rays caused by natural nuclear decay of radioactive elements. The gamma-rays like X-rays are able to penetrate through the non-transparent metal and partially retaining in the metal they cause a phosphorescent glow (calcium tungstate, zinc sulphide, etc.). They, like sight rays, are able to influence the photographic emulsion and induce a latent image which develops. The above gamma-ray properties allow for detecting inner imper-

fections in the welds, such as incomplete fusion, cracks, cavities and slag inclusions. However, it should be noted that the gamma-ray examination cannot reveal the smallest gas and slag inclusions which are beyond the sensitivity of the examination method. The gamma-rays cannot also detect inadequate fusion featuring tight sticking of metal without gas or slag interlayer and cracks appearing in the plane being at an angle of 15° to the gamma-ray plane. The weld quality is estimated by a person having a special qualification certificate by comparing the weld photograph with the reference weld photograph.

Sections to be radiographed and coverage per cent of welds are specified by the scroll case design or by a special manual of the scroll case manufacturing plant. The junctions of longitudinal and circumferential welds are usually radiographed with 50 per cent and even 100 per cent coverage, while the other weld sections are random radiographed, as a rule, with a small per cent coverage.

Since gamma-rays may induce detrimental alterations and even irreversible alterations in human body tissues, the medical and safety rules must be strictly followed in respect of the personnel safety and environment security. The same rules must be followed in shipping and storing radioactive isotopes. As specified by these rules, in particular, isotope ampoules must be stored in a special lead can which is kept at the bottom of a vertical storage tube well 1.5 m deep below the ground surface.

The ampoules are shipped in a special sealed container escorted by a radiograph operator. If there are stops or changes on the way there should be two persons escorting the ampoules so that the latter should be always under observation. From an airport to the assembly site the containers with ampoules must be shipped in a special car. The shipping and service containers as well as safe distances for attendant personnel for ampoules of different activity shall be designed and calculated according to special nomograms. Special norms specify safe whole-body dose or safe radiation dose only for legs and arms.

The ultrasonic examination method has recently found every increasing application. Here, sound wave oscillations change immediately as the wave comes up against cracks, cavities or other metal defects. The kind of a defect is determined by the type of oscillations. The shortcoming of this method is its

статком этого метода является его субъективность, так как характеристика выявленного дефекта во многом зависит от исполнителя, от его умения пользоваться этим методом. Кроме того, требуется особенно тщательная подготовка шва для контроля. К недостаткам метода следует отнести также отсутствие объективных документов в виде фотографий.

Ж. СБОРКА ЛИТОЙ СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЫ

Литая спиральная камера представляет собой сравнительно жесткую разъемную литую конструкцию, состоящую, в зависимости от габаритов, из двух или четырех частей. Показанная на рис. 54 спиральная камера состоит из двух частей, причем одна из них совмещена с входным патрубком.

Те литые спиральные камеры, которые предназначены для высоконапорных радиально-осевых гидротурбин, обязательно подвергаются гидравлическому испытанию на заводе-изготовителе. Величина испытательного давления обуславливается проектом

G. ASSEMBLY OF A CAST SCROLL CASE

A cast scroll case is a comparatively rigid split cast construction made of two or four pieces depending on its size. The scroll case shown by Fig. 54 is made of two pieces, one of them integrated with the inlet scroll case portion.

Cast scroll cases for high-head radial-axial hydraulic turbines must be pressure tested at the manufacturing plant. The test pressure is specified by the turbine design and shall be not less than the maximum pressure

subjectivity, since detecting of a defect is much dependent on the operator and his ability to apply the above method. In addition, the weld must be thoroughly prepared for inspection. Another shortcoming of the method is the absence of photographs as objective recording documents.

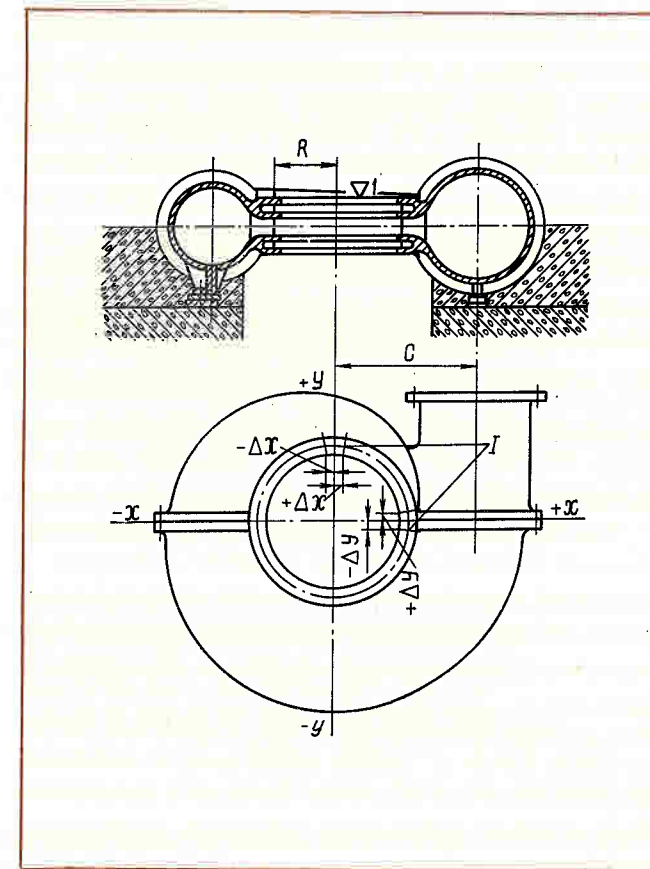


Рис. 54. Формуляр установки литой спиральной камеры

Fig. 54. Record Sheet of Cast Scroll Case Installation

Обозначение Designation	Размер по чертежу Size acc. to drw.	Фактические размеры по осям, мм Actual sizes in axes, mm				Отклонение, мм Deviation, mm	
		+ y	+ x	- y	- x	фактическое максимальное actual max.	допустимое по ТУ permissible acc. to specification
Δl (M) (m)							
R							
C							
± Δx							
± Δy							

I — установочные метки

I — locating marks

гидротурбины и должна быть не менее максимального давления, получаемого в спиральной камере при сбросе той нагрузки, которая вызывает это максимальное давление.

Устанавливают литую спиральную камеру трубой на домкраты или на бетонные тумбы, а нижним фланцем — непосредственно на фундаментное кольцо. Верхний фланец камеры является как бы верхним кольцом статора, так как в этом случае отдельный статор вообще отсутствует. Сборка такой спиральной камеры, т.е. стыковка отдельных ее сегментов, сводится по существу к операциям, уже рассмотренным нами, когда мы описывали сборку узлов, состоящих из кольцевых деталей. Единственным дополнительным требованием является необходимость такого плотного соединения плоскостей разъема сегментов, которое абсолютно исключало бы протечку воды. Обеспечивается это особо тщательным соединением стыков, в специальные канавки которых укладывают уплотнительную круглую резину.

Порядок работы по монтажу таких спиральных камер сводится к следующему. Если позволяют грузоподъемные средства и еще не выведен подгенераторный массив, камеру собирают на сборочной площадке и в собранном виде устанавливают на ее опоры. Сборку камеры можно производить на специальных подкладках и домкратах либо в таком положении, в каком она будет находиться при работе, или же расконтрав ее на 90° так, чтобы стыки ее были горизонтальными и входной патрубок находился внизу. Если же подгенераторный массив уже выведен или грузоподъемные средства недостаточны для этих целей, камеру собирают из отдельных сегментов непосредственно на ее опорах, либо предварительно укрупняют в любом из упомянутых положений на специальных подмостях, сооружаемых на фундаментном кольце, и затем устанавливают на ее опоры в уже собранном виде.

Установка сегментов или всей камеры на ее опоры независимо от того, где она была укрупнена, производится в следующей последовательности: отдельный сегмент или целую камеру с помощью крана устанавливают на опоры согласно ее осевым меткам, которые совмещаются с соответствующими осями гидроагрегата. Это производится путем вращения звена или целой камеры на гаке крана до совмещения отверстий на нижнем фланце камеры с соответствующими отверстиями на фундаментном кольце. Для облегчения этой операции, в зависимости от того, где размещены резьбовые и где проходные отверстия, в фундаментное кольцо или в нижний фланец спиральной камеры ввертывают шесть-восемь направляющих шпилек. Такая шпилька представляет собой усеченный конус с диаметром вверху на 5—6 мм меньше диаметра в основании, который равен диаметру проходного отверстия.

inside the scroll case on shedding the load which develops the maximum pressure.

The scroll case is lowered onto the jacks or concrete pedestals and its lower flange rests directly on the foundation ring. The upper flange of the scroll case serves as the upper stay ring, because in this case there is no stay ring as such. The assembly procedure of such a scroll case, i.e. joining of its separate sections, is basically the same as in the case of assembling ring parts described before. The only additional requirement is the necessity of exceedingly tight fitting of the joints so as to exclude water leakage. This is achieved by very tight joints with round rubber seals placed in special grooves.

The sequence of assembly operations for such scroll cases is as follows. If proper hoisting equipment is available and generator foundation is not yet concreted, the scroll case is assembled on the assembly floor and a complete assembly is placed on supports. The scroll case can be assembled with the help of special shims and jacks or it should be set in its working position or tilted at an angle of 90° so that its joints are horizontal and the inlet end is looking down. If the concrete is already placed in the generator foundation or the hoisting devices are inadequate for mentioned operations, the scroll case is assembled of separate sections immediately on its supports or it is pre-assembled in either of the above positions on special scaffolds erected on the foundation ring and after the scroll case is completely assembled it is placed on its supports.

The procedure of installation of the scroll case sections of the whole scroll case on its supports, irrespective of the place of its pre-assembly, is as follows: a scroll case section or the whole scroll case is handled by the crane and mounted on its supports in accordance with its axial marks which are aligned with the respective axes of the hydropower unit. This is achieved by rotating a scroll section or the whole scroll case on a crane hook until the holes on the scroll case lower flange coincide with the respective holes in the foundation ring. To facilitate this procedure, depending on the location of the screw and through holes six or eight guide studs are screwed in the foundation ring or in the scroll case lower flange. Such a stud is a truncated cone of a top diameter 5—6 mm smaller than the diameter of the bottom, which is equal to the diameter of the through hole.

When the cast scroll case is set on supports, care must be taken to maintain uniform load transferred

При установке литой спиральной камеры на опоры необходимо следить за тем, чтобы нагрузка, передаваемая от спирали на бетонные опоры или домкраты и через нижний фланец спиральной камеры на фундаментное кольцо, была равномерной. Это достигается регулировкой зазоров между опорными поверхностями и доведением их к концу посадки до одинаковых величин. Зазор регулируют с помощью домкратов, устанавливаемых под трубой спирали. Если запасовка тросов сделана так, что при подъеме камеры краном ее верхний фланец будет горизонтальным, то регулировка зазора сводится к установке мерных прокладок на бетонные тумбы или к изменению высоты домкрата соответственно с зазорами между фланцем и фундаментным кольцом. Проверку зазора в процессе опускания сегмента или всей спирали производят с помощью щупа.

Окончательно затянув болты, которыми спиральную камеру спаривают с фундаментным кольцом, приступают к разварке электросваркой подкладок или домкратов и оттяжек, идущих от спирали к основанию бетона. Затем, после разварки, окончательно проверяют правильность установки, выявляя, нет ли смещения осевых меток деталей относительно осей гидроагрегата, отклонения от проектной высотной отметки, негоризонтальности верхнего фланца, нецилиндричности внутренней расточки фланцев и смещения оси входного патрубка относительно оси у агрегата. Данные всех замеров заносятся в формуляр (рис. 54). Спиральная камера считается правильно установленной, если проверка покажет, что отклонения от проектных данных не превышают величин, указанных в табл. 6 и заносимых в формуляр вместе с фактическими данными.

4-8. ОБЛИЦОВКИ ШАХТ ГИДРОТУРБИН И СЕРВОМОТОРОВ

А. КОНСТРУКЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ ОБЛИЦОВОК

Облицовки шахт гидротурбины и сервомоторов — это металлические конструкции, сваренные из листовой стали и снабженные ребрами жесткости. Их изготавливают всегда комплектно, но в двух различных видах: либо неотделимыми друг от друга, либо совершенно раздельными. В первом случае комплект представляет собой два полуцилиндра с размером по вертикали, к каждому из которых приварена шахта сервомотора. Во втором случае шахта гидротурбины состоит из нескольких частей, ни одна из которых не соединена с шахтами сервомоторов. Крепление шахт сервомоторов к шахте

from the spiral to the concrete supports or jacks and through the lower flange of the scroll case to the foundation ring. This can be achieved by regulating clearances between the support surfaces so that they are equal on final setting of the scroll case. The clearances are adjusted by means of jacks erected under the spiral casing. If slings are attached so that when the scroll case is lifted by the crane its upper flange is brought to level, clearances are adjusted by means of shims set on concrete pedestals or by changing the jack height to meet the clearances between the flange and foundation ring. In the course of lowering the scroll case or its section the clearance is checked by a clearance gauge.

After the bolts securing the scroll case to the foundation ring are fully tightened up, the shims or jacks and braces between the scroll case and the concrete foundation shall be connected by electric welding. On completion of welding the scroll case is finally checked for proper installation, that is, for a displacement of axial marks of parts relative to the axes of the hydropower unit or deviation from the design elevation; for the out-of-level position of the upper flange for the runout of the flange bore, for misalignment of the center line of the scroll case inlet end relative to the hydropower unit axis. The data of measurements obtained are put down in the record sheet (Fig. 54). The scroll case assembly and installation are perfectly true if the final check proves that the design parameters deviate within tolerances specified in Table 6; the given deviations and data of actual measurements are put down in the record sheet.

4-8. TURBINE PIT AND SERVOMOTOR RECESS LINERS

A. MECHANICAL DESIGN AND PURPOSE

The turbine pit and servomotor recess liners are metal constructions welded of plate steel and provided with stiffeners. They are always manufactured as a set, but of two different types: either it is an integral liner or it is built up of separate liners. In the former case, the liner is made of two vertically split semi-cylinders and the servomotor recess is welded to each of them. In the latter case, the turbine pit liner is made of several parts and none of them is connected with the servomotor recess liners. The servomotor recess liner and turbine pit liner are secured by means

гидротурбины производится в этом случае либо с помощью болтов, которыми фланец шахты сервомотора приболчивают к приваренному на шахте гидротурбины фланцу, либо с помощью сварки.

Облицовка шахты гидротурбины выполняет роль опалубки при бетонировании блока шахты гидротурбины и защищает гидротурбину от фильтрующей через бетон воды. Кроме того, облицовка шахты служит каркасом для установки шахт сервомоторов. Шахты сервомоторов, в свою очередь, предназначены для размещения в них сервомоторов направляющего аппарата. В современных иностранных и отечественных гидротурбинах, конструкция которых предусматривает установку сервомоторов на крыше гидротурбины, наличие шахт сервомоторов, естественно, исключается.

Б. МОНТАЖ ОБЛИЦОВОК ШАХТ ГИДРОТУРБИНЫ И СЕРВОМОТОРОВ

При современных методах монтажа установка шахт гидротурбины и сервомоторов, как правило, производится бесштрабным способом. При этом облицовку гидротурбины вместе с облицовками шахт сервомоторов собирают либо на сборочной площадке и целиком устанавливают в кратер агрегата, либо непосредственно на месте установки.

Облицовку шахты гидротурбины ставят нижним фланцем на верхнее кольцо статора и крепят к нему болтами. При центрировании шахты турбины относительно осей турбины и при выверке высотного положения шахты за исходные базы берут данные о фактическом положении фланцев шахт сервомоторов, которые не должны отклоняться от проектных данных больше, чем это предусмотрено табл. 7.

of bolts which connect the servomotor recess flange to the turbine pit flange welded to the latter or they are connected by welding.

The turbine pit liner serves as the formwork when pouring concrete into the turbine pit block and protects the turbine against water infiltrating through the concrete. Besides, the pit liner serves as the framework for the erection of servomotor recesses. The servomotor recesses are meant to house the wicket gate servomotors. In the present-day foreign and home designs of hydraulic turbines servomotors are mounted on the headcover which, naturally, makes it possible to dispense with servomotor recesses.

В. ERECTION OF TURBINE PIT AND SERVOMOTOR RECESS LINERS

The present methods of erection of the turbine pit and servomotor recess liners do not require block-outs ("no-block-out" method). In this case, the turbine pit liner is assembled together with the servomotor recess liners either on the assembly floor and, when completely assembled, it is installed in the turbine pit, or all the assembly operations are performed at the place of installation.

The turbine pit liner is lowered with its lower flange onto the upper stay ring and bolted thereon. When aligning the turbine pit relative to the center lines of the turbine and checking the elevation of the turbine pit, reference is made to the actual position of the servomotor recess flanges, which should be within the design tolerances specified in Table 7.

Таблица 7

ДОПУСКИ НА МОНТАЖ ОБЛИЦОВОК ШАХТ СЕРВОМОТОРОВ И ШАХТ ТУРБИН

Характер отклонения	Место замера	Допустимое отклонение (мм) для рабочего колеса диаметром (не более), м				
		2	3	5	7,2	9,3
1	2	3	4	5	6	7
Отклонение от проектной высотной отметки	От осей сервомоторов до фланца для крышки турбины Δh (на статоре, верхнем фундаментном кольце или верхнем кольце направляющего аппарата)	1,0	1,5	2	2	2,5
Неперпендикулярность плоскостей фланцев, предназначенных для крепления сервомоторов к основанию фундамента, к оси сервомоторов	От отвеса до верхней и нижней кромок фланца $\Delta a_{1,3}$	0,3	0,5	0,8	1	1

1	2	3	4	5	6	7
Отклонение осей шахт сервомоторов от осей x и y	От оси до правой и левой кромок фланца $\Delta a_{2,4}$	1	1	1,5	2	2
	От оси y до опорных фланцев сервомотора Δb	3	5	7	8	10
	От оси x до осей сервомоторов $\Delta \delta$	1	1,5	2	2,5	3
Нецилиндричность ΔR	Диаметрально	10	15	20	30	40
Смещение оси облицовки шахт гидротурбины относительно вертикальной оси агрегата	От оси облицовки до вертикальной оси агрегата Δr_x и Δr_y	8	12	15	20	25

Table 7

INSTALLATION TOLERANCES FOR TURBINE PIT AND SERVOMOTOR RECESS LINERS

Type of deviation	Point of measurement	Allowable tolerance (mm) for turbine runner dia., max., m				
		2	3	5	7.2	9.3
1	2	3	4	5	6	7
Deviation from design elevation	From servomotor axes to turbine headcover flange Δh (on stay ring, upper foundation ring or upper wicket gate ring)	1.0	1.5	2	2	2.5
Planes of flanges meant for securing servomotors to foundation base are not normal to servomotor axes	From plumb to upper and lower flange edges $\Delta a_{1,3}$	0.3	0.5	0.8	1	1.4
Offset of servomotor axes relative to axes "x" and "y"	From the axis to the left and right flange edges $\Delta a_{2,4}$	1	1	1.5	2	2
	From axis y to servomotor support flanges Δb	3	5	7	8	10

1	2	3	4	5	6	7
Out-of-roundness ΔR	From axis x to servomotor axes $\Delta \delta$	1	1.5	2	2.5	3
	Diametrically	10	15	20	30	40
	Offset of axis of turbine pit liner relative to vertical axis of hydropower unit Δr_x and Δr_y	8	12	15	20	25

При выявлении отступлений, превышающих величины, обусловленные этой таблицей, необходимо под фланец облицовки подложить соответствующие подкладки и приварить их. Если положение осей сервомоторов завышено (что может произойти из-за ошибки заводского изготовления), то фланец облицовки следует обрезать и приварить в новом положении, соответствующем проектным данным отметок осей сервомоторов.

Нецилиндричность шахты исправляют обычным путем, т.е. с помощью растяжек с талрепами или распорок, которые снимают после затвердевания залитого в блок шахты бетона. На установленный узел шахт гидротурбины и сервомоторов составляют формуляр, уже показанный на рис. 48. В этот формуляр заносят также данные о допустимых отклонениях (табл. 7).

4-9. НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

A. КОНСТРУКЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ

Направляющий аппарат гидротурбины предназначен для направления потока воды, поступающего из напорной камеры к рабочему колесу, а также для количественного регулирования этого потока при изменениях нагрузки, пусках и остановках гидроагрегата. Направляющий аппарат состоит из направляющих лопаток, расположенных между верхним и нижним кольцами, и механизмов, с помощью которых производится поворот этих лопаток (рис. 55). Чем больше высота лопаток, тем больше воды можно пропустить через рабочее колесо данной турбины. Но по условиям кавитации высота их должна находиться в определенном для каждого типа турбин соотношении с диаметром рабочего колеса.

Регулирование потока производится автоматическим воздействием регулятора скорости вращения гидротурбины на сервомотор направляющего аппарата. Сервомотор через регулирующее кольцо и

It is found out that if the deviations exceed the specified values (see the above Table), appropriate shims should be inserted under the liner flange and then welded. If the position of axes of the servomotors are too high (due to manufacturing error), the liner flange shall be trimmed and welded in a new position corresponding to the design elevations of the servomotor axes.

If the pit liner lacks roundness it is restored as a rule by means of braces with turnbuckles or by struts which are removed after the concrete placed in the pit block hardens. On completion of installation of the turbine pit and servomotor recess liners a record sheet is made up (see Fig. 48). The record sheet contains also the measured allowable deviations, if any (Table 7).

4-9. WICKET GATE

A. MECHANICAL DESIGN AND PURPOSE

The wicket gate of a hydraulic turbine is intended to direct water flow from the pressure chamber to the turbine runner and to control the rate of the flow in the event of variations in the load, at starts and shut-downs of the hydropower unit. The wicket gate consists of guide vanes positioned between the upper (crown) plate and the lower (distributor) ring, and mechanisms serving for turning the guide vanes (Fig. 55). The higher the guide vanes, the higher is the discharge capacity of the runner of the given turbine, but proceeding from conditions of cavitation the height of guide vanes is to be in a certain correlation with the turbine runner diameter, this relation being different for each type of turbines.

The rate of flow is controlled automatically by the action of the turbine speed governor upon the wicket

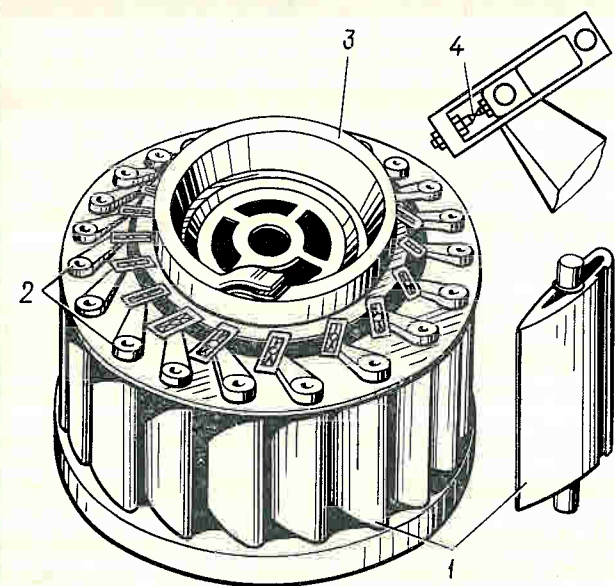


Рис. 55. Общий вид направляющего аппарата:
1 — лопатка; 2 — рычаги; 3 — регулирующее кольцо; 4 — разрывной палец

Fig. 55. General view of wicket gate:
1 — guide vane; 2 — levers; 3 — shifting ring; 4 — shearing pin

рычажную систему поворачивает лопатки, уменьшая или увеличивая живое сечение, через которое пропускается вода, и тем самым уменьшая или увеличивая количество воды, поступающей через направляющий аппарат к рабочему колесу гидротурбины. При закрытом положении направляющего аппарата

gate servomotor. The servomotor turns the guide vanes with the help of the operating ring and the system of levers thereby increasing or decreasing the clear opening for water with the result that the amount of water inflow through the wicket gate to the turbine runner is increased or decreased.

With the wicket gate in a closed position the guide vanes are in a tight contact with each other and form a closed ring separating the pressure chamber from the runner and preventing the admission of water from the pressure chamber to the runner.

With the wicket gate in an open position, water passages are formed between the adjacent guide vanes, the crown plate and the distributor ring and through these passages water flows from the pressure chamber to the runner. The mechanical design and the shape of the guide vanes are to be such as to ensure a hammerless admission of water onto the runner blades. In modern hydraulic turbines the following types of

рата лопатки, плотно соприкасаясь друг с другом, образуют замкнутое кольцо, отгораживающее напорную камеру от рабочего колеса, благодаря чему прекращается доступ воды из напорной камеры к рабочему колесу.

При открытом положении направляющего аппарата между смежными лопатками, верхним и нижним кольцами образуются каналы, через которые поток воды поступает из напорной камеры к рабочему колесу. Конструкцию и конфигурацию лопаток выбирают такими, чтобы они способствовали безударному входу воды на лопасти рабочего колеса. В современных конструкциях гидроагрегатов в качестве подшипников, в которых поворачиваются цапфы лопаток, применяются: в нижнем кольце — лигнафолевые или графито-капроновые втулки, запрессовываемые в расточки на кольце, в верхнем кольце — такие же или бронзовые втулки, запрессовываемые в съемные стаканы. В верхних втулках устанавливают уплотняющие резиновые или кожаные кольца, предотвращающие протечку воды из напорной камеры на крышку гидротурбины.

Верхние цапфы лопаток смазываются густой смазкой через такелемитные головки от специальной установки централизованной смазки или от ручного пресса, а нижние — водой или также густой смазкой, прогоняемой через сверление, сделанное по всей длине лопатки.

Более плотное прилегание лопаток друг к другу обеспечивается в современных конструкциях направляющих аппаратов уплотнительной резиной, укладываемой в одну из соприкасающихся плоскостей лопатки, а более плотное прилегание лопаток к верхнему и нижнему кольцам — такой же уплотнительной резиной, укладываемой в эти кольца. В этом и в

bearings mounting the guide vane stems are employed: in the distributor ring, lignefol or capron-and-graphite bushes press-fitted in the ring bores; in the crown plate, similar or bronze bushes press-fitted in detachable sleeves. The upper bushes mount sealing rubber or leather rings that function to prevent leakage of water from the pressure chamber onto the turbine cover.

The upper stems of the guide vanes are lubricated with consistent grease through takelemit fittings from a special centralized lubrication plant or from a hand pressure lubricator; the lower stems are lubricated with water or consistent grease forced through a bore made over the entire length of the vane.

In modern wicket gates a more tight fitting between guide vanes is ensured by means of rubber sealing strips placed on one of vane surfaces in contact. A more tight fitting between the guide vanes, the crown plate and the distributor ring is provided with the

другом случаях резину запрессовывают в гнезда, имеющие форму ласточкина хвоста.

Во избежание поломки рычагов направляющего аппарата в том случае, если во время его закрытия между лопатками попадет какой-нибудь посторонний предмет, предусматривают такую кинематику рычажной системы, чтобы воздействие на лопатку при ее повороте производилось через ломкую сергу или через сергу с установленным в ней разрывным

help of rubber seals placed in the plate and ring. In either case, the rubber is pressed into dovetailed slots.

To avoid breaking the wicket gate levers in case a foreign object is caught between the guide vanes during the wicket gate closure, the leverage arrangement is designed so as to provide for turning the guide vane with the help of a breakable connecting link with a shear pin installed in this link. When this is the case,

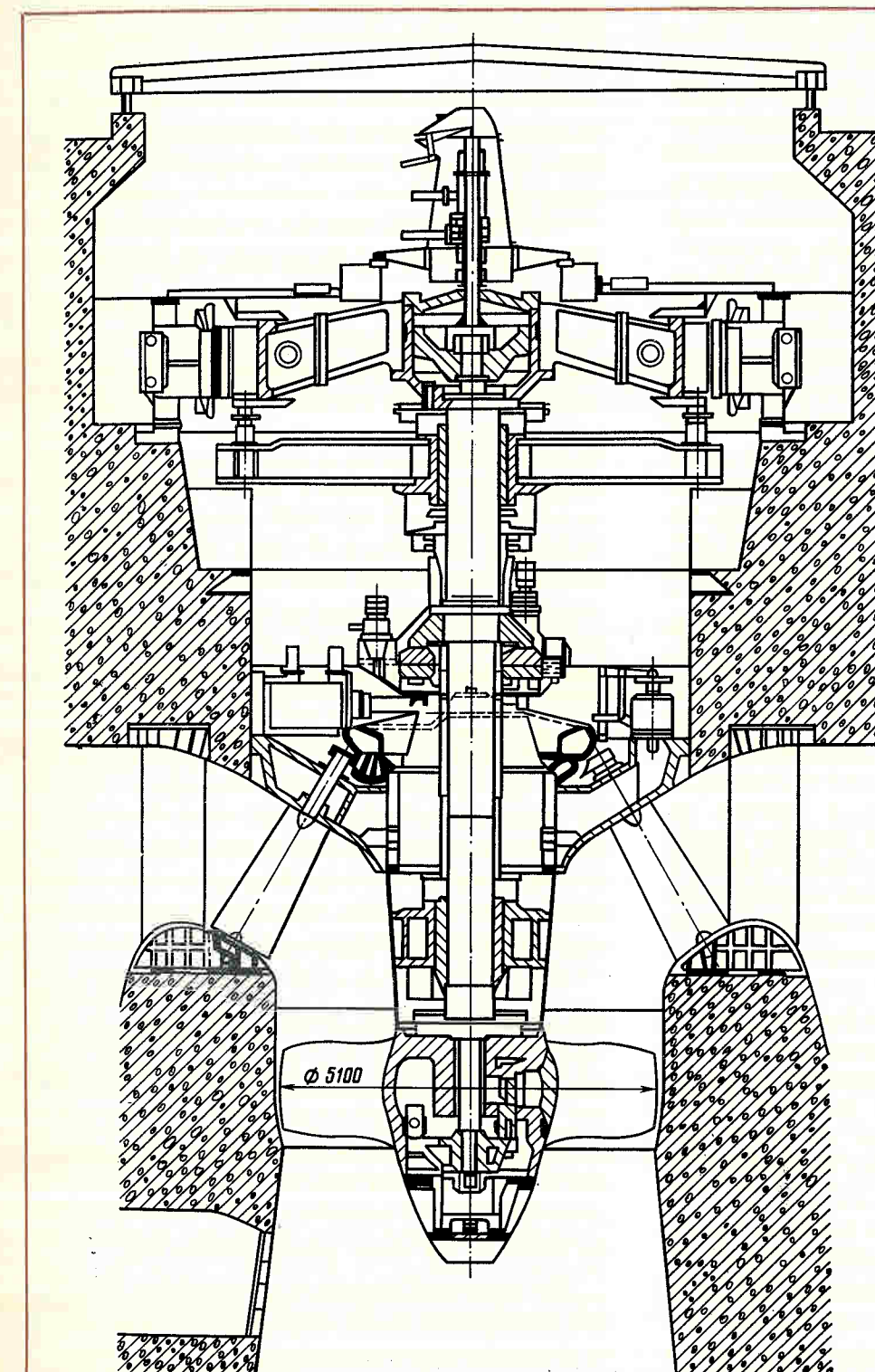


Рис. 56. Гидроагрегат с коническим направляющим аппаратом

Fig. 56. Hydropower unit with cone wicket gate

болтом. Тогда посторонний предмет, попавший между лопатками закрывающегося направляющего аппарата, разрушает не рычаги, а ломкую серьгу или разрывной болт.

Наибольшее распространение получили цилиндрические направляющие аппараты, как самые простые в конструктивном отношении. В этих аппаратах оси направляющих лопаток расположены на цилиндрической поверхности, образованной вокруг рабочего колеса. Некоторые иностранные фирмы применяют конические направляющие аппараты, в которых оси лопаток расположены на конической поверхности (рис. 56). Направляющие аппараты такой конструкции позволяют уменьшить диаметр статора гидротурбины, но они сложны в изготовлении.

Для прямоточных гидротурбин применяют радиальные направляющие аппараты, в которых оси лопаток расположены в радиальном направлении по отношению к оси рабочего колеса.

Технологические приемы монтажа направляющих аппаратов радиально-осевых и поворотно-лопастных гидротурбин друг от друга существенно не отличаются, поэтому мы будем рассматривать их вместе.

Б. МОНТАЖ

Последовательность операции по монтажу направляющего аппарата зависит от соотношения диаметров рабочего колеса и внутренней расточки на верхнем кольце направляющего аппарата.

Если диаметр внутренней расточки на верхнем кольце направляющего аппарата больше диаметра рабочего колеса, то такие операции по монтажу направляющего аппарата, как установка лопаток и верхних стаканов со втулками и уплотнениями, надевание рычагов на верхние цапфы лопаток и закладка уплотнительной резины в канавки на станках, производят до опускания рабочего колеса в кратер агрегата. После же опускания рабочего колеса в кратер и установки крышки гидротурбины остается лишь соединить рычаги через серьги с регулирующим кольцом, а последние — с тягами сервомоторов.

Но если диаметр рабочего колеса больше диаметра внутренней расточки на верхнем кольце направляющего аппарата, то колесо надо установить в кратер обязательно до посадки на место верхнего кольца направляющего аппарата. В этом случае сборку направляющего аппарата приходится производить в основном уже после опускания рабочего колеса в кратер агрегата. До опускания же рабочего колеса в кратер можно лишь посадить лопатки их нижними цапфами во втулки на нижнем кольце направляющего аппарата.

Последовательность операций по сборке направляющего аппарата зависит и от формы отверстий под

the foreign object caught between the guide vanes of the wicket gate going for closure will break the connecting link or the shear pin and not the levers.

Cylindrical wicket gates, being the simplest in design, have found most wide application. In these wicket gates the centre lines of the guide vanes are positioned in a cylindrical surface surrounding the turbine runner. Some foreign turbine manufacturers employ conical wicket gates where the centre lines of the guide vanes are on a conical surface (Fig. 56). Such wicket gates enable reducing the turbine stay ring diameter but are too complicated to manufacturing.

Radial wicket gates are used in tubular turbines. In these wicket gates the centre lines of the guide vanes are arranged radially in respect to the runner centre line.

The technology of erection of wicket gates of radial-axial (Francis) and adjustable-blade (Kaplan) turbines is almost the same and for this reason the problems of erection of wicket gates of turbines of both types will be considered jointly.

В. ERECTION

The sequence of operations on the erection of a wicket gate depends on the ratio of the runner diameter to the inner bore of the wicket gate crown plate.

In case the inner bore of the wicket gate crown plate is greater than the runner diameter, the erection operations, such as installation of guide vanes and upper sleeves with bushes and seals, putting the levers onto the upper stems of the guide vanes and placing rubber seals into slots are performed prior to lowering the runner into the turbine pit. After the runner is lowered into the turbine pit and the turbine headcover is set in position, the only thing to do is to connect the levers via links to the operating ring and the latter with the servomotor reach rod.

When the runner diameter is larger than the wicket gate crown plate bore, however, the runner is to be installed in the turbine pit prior to installing the wicket gate crown plate in position. In this case, the wicket gate is to be assembled for the most part after sinking the runner into the turbine pit. While the runner has not yet been lowered into the turbine pit, only the guide vanes may be placed with their lower stems into the bushes on the wicket gate distributor ring.

The sequence of operations on assembling the wicket gate also depends on the shape of openings for sleeves in the wicket gate crown plate. In case special slots are made in the crown plate for passing the guide

стаканы в верхнем кольце направляющего аппарата. Если в верхнем кольце имеются специальные прорезы для прохода направляющих лопаток, то лопатки можно ставить после установки верхнего кольца на его место. Если же таких прорезов нет, а имеются только круглые отверстия под стаканы, то все лопатки надо поставить нижними цапфами во втулки на нижнем кольце направляющего аппарата до установки верхнего кольца. Следует заметить, что верхнее кольцо направляющего аппарата может быть либо самостоятельным элементом, либо частью конструкции, совмещающей в себе верхнее кольцо направляющего аппарата с верхним кольцом статора или с крышкой гидротурбины.

Но какова бы ни была последовательность выполнения технологических операций по монтажу направляющего аппарата, обусловленная конструкцией гидротурбины, выполнение каждой отдельной операции в большинстве случаев будет однотипным. Поэтому ниже мы рассмотрим монтаж направляющего аппарата только в одной наиболее распространенной технологической последовательности.

Перед сборкой направляющего аппарата необходимо проверить маркировку лопаток и соответственно посадочных мест на нижнем и верхнем кольцах. Следует также тщательно проверить размеры цапф и подшипниковых втулок в местах их сопряжения. Несоответствия между сопрягаемыми диаметрами необходимо устранить. Так, при отсутствии обусловленного чертежом зазора между двумя трущимися поверхностями следует проточить цапфы лопаток или соответственно расшабрить или расточить верхние и нижние втулки. Если же зазор чрезмерно велик, то соответствующие верхние и нижние втулки следует заменить новыми и подогнать их по месту.

Особое внимание рекомендуется обращать на высоту лигнафольных втулок в нижнем кольце направляющего аппарата. Необходимо, чтобы они были на 2—3 мм ниже верхней точеной плоскости на нижнем кольце. Это требование продиктовано тем, что лигнафоль при попадании в воду разбухает вдоль волокон, в силу чего отсутствие такого занижения может привести к заклиниванию направляющего аппарата, а стало быть, и к серьезной аварии с агрегатом.

При проверке лопаток необходимо также обращать внимание на высоту пера лопаток, располагаемого между верхним и нижним кольцами. Высотные размеры лопаток будут правильными лишь в том случае, если расстояние по вертикали между верхней точеной плоскостью на нижнем кольце и нижней точеной плоскостью на верхнем кольце направляющего аппарата обеспечит после установки верхнего кольца на место указанные в чертеже торцовые зазоры по лопаткам. Для определения этого зазора необязательно устанавливать верхнее кольцо на место, так как проверку можно произвести, замерив высоты сопрягаемых деталей. Если обнаружится, что

vaness, the latter can be placed after the crown plate is positioned in its place. If no such slots are provided and only round openings for sleeves are made, all the guide vanes should be installed with their lower stems into the bushes on the wicket gate distributor ring prior to mounting the crown plate. It should be noted that the crown plate of the wicket gate may be either an independent member or a part of construction combining the wicket gate crown plate and the upper stay ring or the turbine headcover.

Whatever sequence of operations on the wicket gate assembling selected, however, depending on the turbine design, the execution of each individual operation will be similar in the majority of cases. For this reason, only one, most widely employed, sequence of wicket gate assembling and erection will be considered hereunder.

Prior to assembling the wicket gate, marking of vanes and of corresponding seats in the crown plate and distributor ring is to be checked. Dimensions of the vane stems and corresponding bearing bushes are to be also carefully checked. Discrepancies between diameters of elements to be joined should be eliminated. Thus, in case no specified clearance is provided between two friction surfaces, the vane stems are to be turned down or corresponding upper and lower bushes are to be bored or scraped. In case the clearance is too large, corresponding upper and lower bushes are to be replaced and the new ones are to be fitted to the stems.

It is recommended to pay special attention to the height of lignefol bushes in the wicket gate distributor ring. These bushes should be 2 to 3 mm under the machined top surface of the ring. This is dictated by the fact that lignefol, when soaked with water, is swelling along the fibres and the absence of the clearance between the bush top and the top surface of the distributor ring may result in the wicket gate jamming and thus in a grave damage to the hydropower unit.

When checking the vanes attention should be also given to the height of the vane edge which is to be adjusted between the crown plate and the distributor ring. The vane height may be considered as being correct only in the case the specified clearances at the butt ends of the vanes are provided after the crown plate installation at the given vertical distance between the machined top surface of the distributor ring and the lower machined surface of the crown plate. There is no need to install the crown plate in order to measure this clearance since the check can be made by measuring the heights of adjoined parts. In case the height of vanes does not correspond to the distance

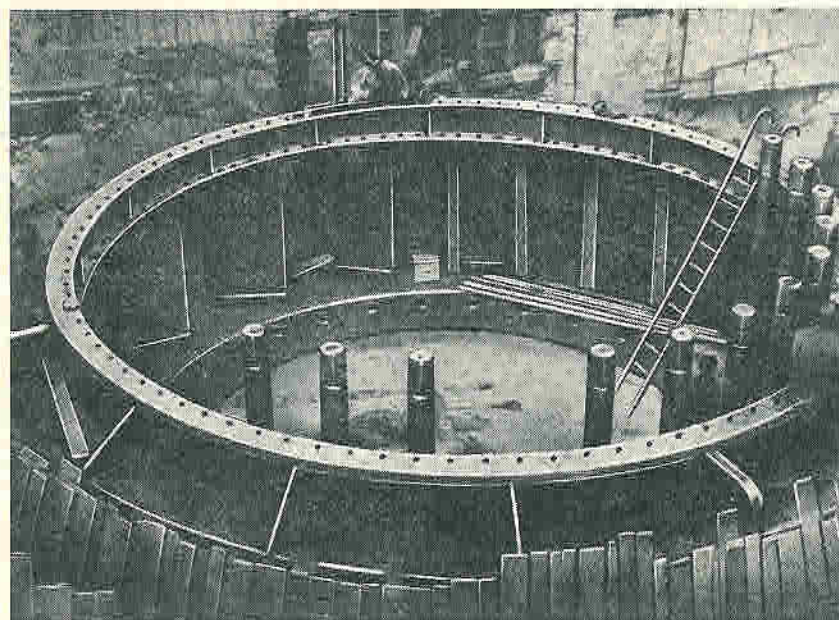


Рис. 57. Установка лопаток направляющего аппарата

Fig. 57. Assembly of guide vanes

высота лопаток не соответствует расстоянию между верхним и нижним кольцами, то следует довести торцовые зазоры до нормы. Делается это одним из следующих способов: либо проточкой всех или части лопаток на станке, либо установкой соответствующей толщины металлических прокладок под фланец верхнего кольца, либо наплавкой металла на торцы всех или части лопаток с последующей обработкой их, либо, наконец, установкой металлических прокладок под посадочный фланец на нижнем кольце направляющего аппарата.

После того, как все детали лопаточного механизма будут проверены и приведены в надлежащее состояние, можно приступать к монтажу направляющего аппарата. Монтаж этот начинают с установки всех лопаток нижними цапфами во втулки на нижнем кольце направляющего аппарата (рис. 57). При этом проверяют легкость хода цапф во втулках, для чего вращают их на гаке крана. После этого устанавливают целиком или сегментами верхнее кольцо на посадочное место, добиваясь совмещения его осевых меток с метками на статоре (рис. 58).

Для ускорения центрирования верхнего кольца рекомендуется устанавливать его на место с закрепленными пятью-шестью втулками, которые при посадке на цапфы лопаток дают кольцу точное направление. Как только верхнее кольцо будет отцентрировано по осям и относительно цапф лопаток, можно приступить к установке стаканов. При этом также проверяют легкость хода лопатки, поворачивая ее вручную с помощью специального ключа, надеваемого на перо или цапфу лопатки.

По окончании установки стаканов и сборки уплотнительных устройств производят сборку механизмов поворота лопаток. Рычаги можно надеть еще до опускания крышки гидротурбины на место,

between the crown plate and the distributor ring, the butt end clearances should be brought up to normal dimensions. It can be made using one of the following methods: by turning down all the vanes or a part of vanes, by placing steel shims of adequate thickness under the crown plate flange, by building up metal on the butt ends of all the vanes or of a part of them and subsequent machining of built-up butt ends, or by placing steel shims under the seat flange of the distributor ring.

After all the components of the wicket gate are checked and brought to the desired condition, the erection of the wicket gate may be commenced. The erection begins with placing the lower stems of all the vanes into the bushes on the distributor ring (Fig. 57). In the action, the stems should be checked for easy rotation in the bushes by rotating the vanes on the crane hook. This operation being completed the crown plate — in individual sections or as a whole — is to be placed onto its seat. The centre line marks on the crown plate should be aligned with the marks on the stay ring (Fig. 58).

In order to speed up the crown plate centring it is recommended to install it with five or six bushes fixed on it. The bushes being fit on the vane stems will give the accurate direction to the crown plate. As soon as the crown plate is aligned in respect to the centre lines and the vane stems, the sleeves may be installed. The vanes are to be also checked for easy rotation by hand with the help of a special wrench put onto the vane blade or stem.

After the sleeves are installed and the seals assembled, the blade operating mechanism is to be assembled.

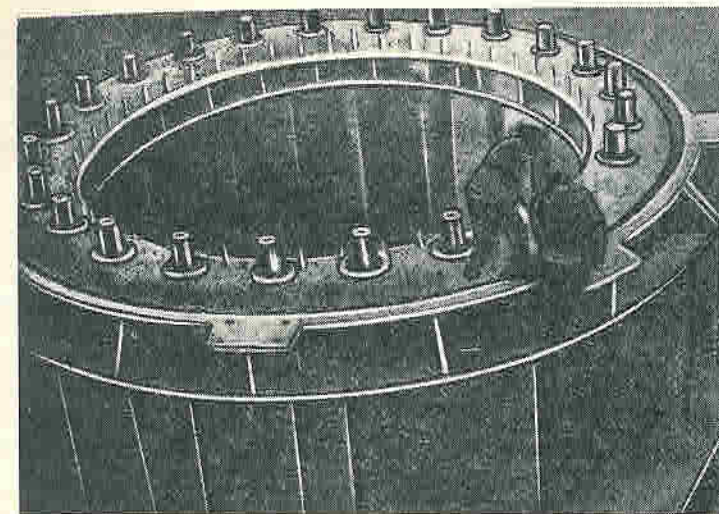


Рис. 58. Установка и центрирование верхнего кольца направляющего аппарата

Fig. 58. Assembly and alignment of wicket gate crown plate

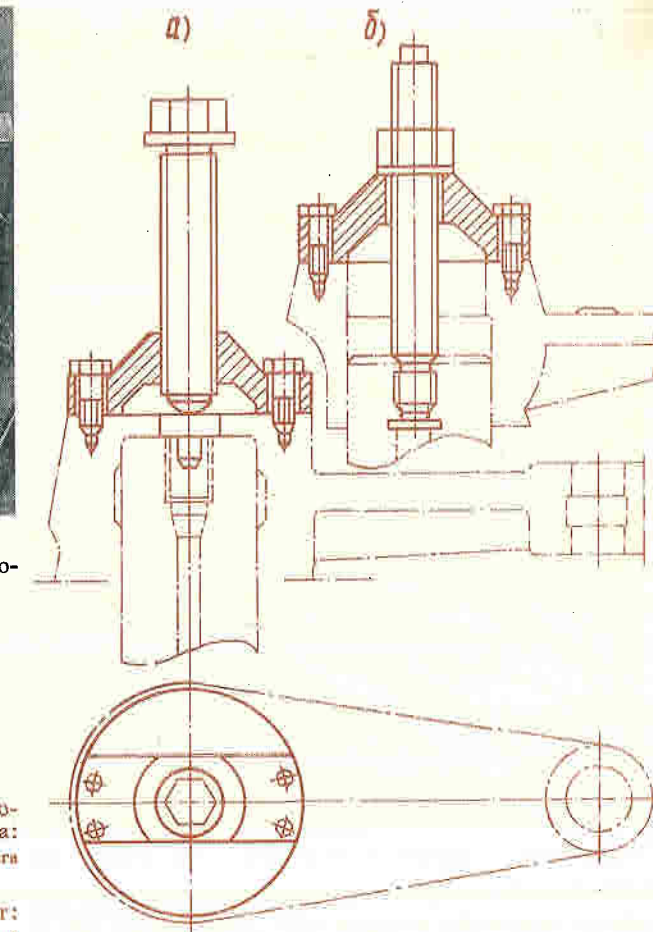
Рис. 59. Приспособление для насадки и съема рычагов направляющего аппарата:
а — снятие рычага; б — насадка рычага

Fig. 59. Wicket gate lever puller:
а — lever removal; б — lever fitting

но все остальные элементы этой кинематической цепи приходится собирать уже после установки и центрирования крышки гидротурбины на ее месте. Установка рычагов на цапфы (а также снятие рычагов с них в случае надобности) производится с помощью специального приспособления (рис. 59).

Фиксирование, или, как принято говорить, вывешивание высотного положения лопаток с обеспечением обусловленных проектом торцовых зазоров по лопаткам производится с помощью специальных болтов, опирающихся своими головками через тарелку на ступицу рычага. Когда их ввертывают в резьбовое отверстие на цапфе лопатки, они подтягивают лопатку вверх. Чтобы предотвратить поворот рычагов на цапфах, лопатки после вывешивания на болтах раскрепляют к цапфам с помощью призматических или круглых разъемных шпонок; позволяющих при запрессовке обеспечить некоторый натяг в посадке. Шпонки устанавливают и фиксируют так, чтобы их плоскость разъема проходила через радиус цапфы лопатки.

После вывешивания и регулировки торцовых зазоров проверяют, а по мере надобности и подгоняют соприкасающиеся вертикальные плоскости всех граничащих друг с другом лопаток. Если при этом обнаружатся дефекты заводского изготовления,



The levers may be installed before the turbine headcover is placed but all the other elements of this kinematic arrangement are to be assembled after the turbine headcover is placed and centred. The levers are to be placed on the stems or removed from them (in case of necessity) with the help of a special puller (Fig. 59).

Elevation of the vanes providing for their specified end clearances is fixed with the help of special bolts resting with their heads through plates on the lever hub. These bolts pull the vane upwards when being screwed into the threaded hole in the stem. In order to prevent turning of levers on stems, the vanes elevated on the bolts are fixed to the stems with the help of prismatic or round split keys which enable some interference fit. The keys are positioned and fixed so that their plane of joint passes through the radius of the vane stem.

After the vanes are fixed in elevation and their end clearances are adjusted, the vertical surfaces of all the vanes to be in contact with each other shall be checked and fitted together, if required. All Manufacturer's imperfections (if revealed) are to be eliminated. Large projections preventing tight contact are

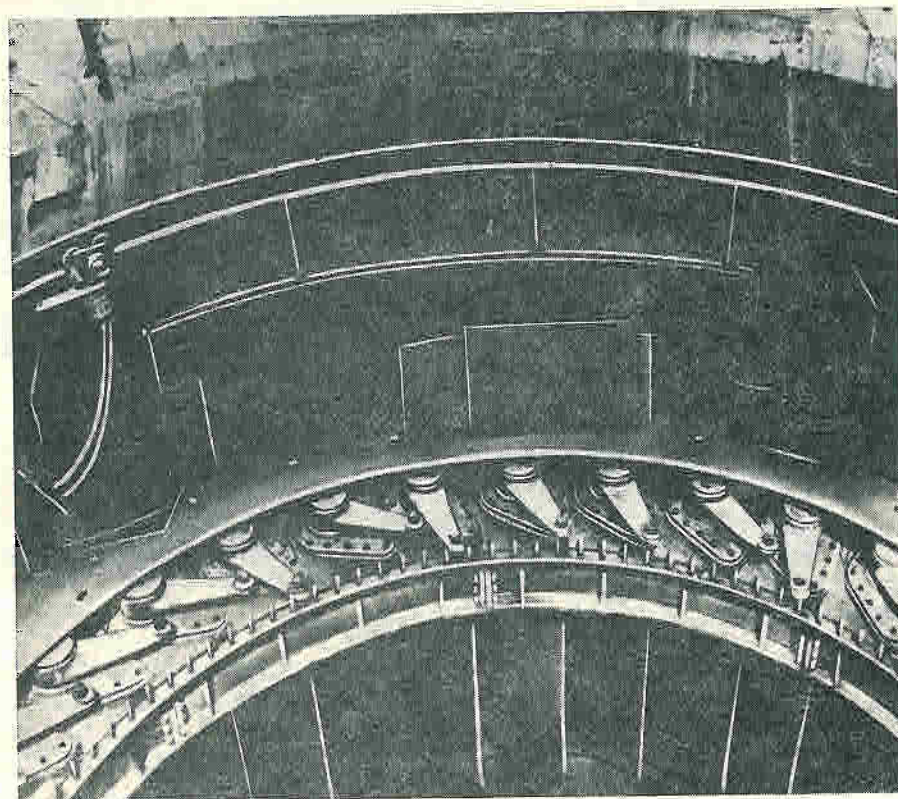


Рис. 60. Общий вид сборки направляющего аппарата с установкой рычагов до опускания рабочего колеса

Fig. 60. General view of wicket gate installation with levers fitted before runner lowering

то их исправляют. Большие выступы, препятствующие плотному прилеганию, срубают и зашлифовывают шлифовальной машинкой, а в местах больших впадин делают наплавку и последующую шлифовку металла. Общий вид собранных лопаток с рычагами показан на рис. 60.

Как только все перечисленные работы будут закончены, а рабочее колесо и крышка гидротурбины с регулирующим кольцом установлены на место, можно приступать к установке сервомоторов направляющего аппарата и соединению остальных звеньев кинематической цепи механизмов поворота лопаток. Сервомоторы направляющего аппарата, входящие в комплект гидротурбины, устанавливают либо в особых шахтах, расположенных на периметре кратера, либо непосредственно на крышке гидротурбины. В том и другом случаях к установке сервомоторов предъявляются повышенные требования в части соблюдения положения осей их штоков в плане и по высоте.

Перед соединением замыкающих звеньев кинематической цепи механизма поворота лопаток рекомендуется все лопатки закрыть и по возможности стянуть хомутом или тросом. Затем следует поставить сервомоторы на закрытие до упора (на стопор), после чего можно приступить к присоединению серег к рычагам и регулирующему кольцу. Нерегулируемые ломкие серьги устанавливаются без регулировки согласно маркировке, а регулируемые — с

to be chiselled and ground with a grinding tool, and large cavities are to be welded up and ground. The general view of guide vanes assembled with levers is shown in Fig. 60.

On completion of all the above-listed operations and erection of the runner and the turbine headcover with the shifting ring in position the wicket gate servomotors can be mounted and the remaining elements of the kinematic arrangement of the blade-operating mechanism connected. The wicket gate servomotors supplied complete with the hydraulic turbine are installed either in special wells arranged along the perimeter of the turbine pit or directly on the turbine headcover. In either case, more stringent demands are imposed on the accurate installation of the servomotor reach rods in the vertical and horizontal position.

Prior to connecting the closing links of the blade-operating mechanism kinematic arrangement it is advisable to close all the guide vanes and, if possible, to constrict them with a cable or a stirrup. Then the servomotors should be set for closure as far as they will go (up to the stop), whereupon the links may be connected to the levers and to the shifting ring. The non-controlled breakable links are installed against marks without adjustment and the controlled links must be previously adjusted for design length and then

предварительной установкой проектной длины ее и окончательной регулировкой длины по месту. При соединении тяг сервомоторов с регулирующим кольцом следует обращать внимание на то, чтобы они легко и без перекосов входили в проушины кольца.

Прежде чем приступить к проверке действия кинематической цепи направляющего аппарата, необходимо раскрепить гайки на регулируемых серьгах, зафиксировав таким образом их определенную длину. Кроме того, на каждом камне и на каждой серьге должны быть нанесены совместные риски.

Проверка действия направляющего аппарата сводится к следующему: направляющий аппарат снимают со стопора, а лопатки освобождают от хомута. Затем в сервомоторы подают масло под давлением и проверяют действие всех механизмов на закрытие и открытие направляющего аппарата с определением минимального давления масла, обеспечивающего эти действия. Проверенному таким образом направляющему аппарату в завершение всего создают обусловленный проектом натяг.

Н а т я г о м направляющего аппарата называют величину осевого движения поршня сервомотора на закрытие в зоне закрытого направляющего аппарата. При этом движении поршня все усилия от него расходуются на упругие деформации всей кинематической цепи от сервомотора до лопаток направляющего аппарата. Величина задаваемого проектом натяга обычно находится в пределах 4—8 мм и регулируется следующим образом: смонтированный направляющий аппарат закрывают с помощью сервомоторов, находящихся под давлением масла. Затем полностью снимают давление масла и изменяют длину тяги на величину, обеспечивающую создание заданного проектом натяга. Длину тяги сервомоторов изменяют с помощью гаек, находящихся на двух концах разрезанной по середине тяги, причем гайки расконтривают затем штифтами или каким-либо другим способом.

В направляющих аппаратах с резиновыми уплотнениями лопаток подгонка лопаток и натяг должны обеспечивать плотное и равномерное обжатие резины без зазоров при находящемся на стопоре сервомоторе. При этом вертикальные зазоры между металлическими поверхностями смежных лопаток при зажатой резине должны находиться в пределах 0,5—0,8 мм. Что касается вертикальных зазоров между смежными лопатками, не имеющими резиновых уплотнений, то в закрытом положении направляющего аппарата и при снятом с сервомоторов давлении они могут быть только местными и величиной не более:

Высота лопаток, мм	До 500	500—1000	1000—1500	1500—2000	2000—3000	3000—4000
Зазор, мм	0,05	0,10	0,15	0,25	0,25	0,30

finally adjusted for length in situ. In connecting the servomotors rods with the shifting ring care must be taken to ensure that the rods fit into the ring eyes with ease and without misalignment.

Prior to checking the functioning of the wicket gate kinematics, nuts on the controlled links are to be fastened so as to fix their definite length. Besides, matching marks are to be made on each slide block and on each link.

The check of the wicket gate functioning consists in the following: the wicket gate stop is released and the stirrup (or cable) is removed from the vanes. Then oil is supplied under pressure into the servomotors and all the mechanisms are checked for the wicket gate closure and opening; in the action, the minimum oil pressure required for these functions is determined. On completion of the wicket gate check, the wicket gate is given a negative allowance stipulated in the turbine design.

The negative allowance of a wicket gate is the amount of axial movement of the servomotor piston for closure when the wicket gate is already closed. All forces resulting from this movement of the piston are consumed in elastic deformation of the entire kinematic arrangement from the servomotor to the wicket gates. The negative allowance stipulated by the design ranges usually from 4 to 8 mm and is adjusted as follows: the assembled wicket gate is closed with the help of servomotors to which oil is supplied under pressure. Then the oil pressure is relieved completely and the length of the rod is corrected for the value which provides for the design negative allowance. The length of the servomotor reach rod is corrected with the help of nuts at both ends of the rod split in its middle, these nuts being locked with the help of pins or in any other way.

In wicket gates with rubber seals, the vanes should be fitted and negative allowance adjusted so as to provide for tight and uniform compression of rubber seals without clearances while the servomotor is at stop. Vertical clearances between steel surfaces of adjacent vanes, with rubber seals compressed, should be within the limits from 0.5 to 0.8 mm. As for vertical clearances between adjacent vanes without rubber seals, they may be allowed only at some points with the wicket gate in the closed position and oil pressure in the servomotors relieved, their values being no more than those given below.

Vane height, mm	Up to 500	500 to 1000	1000 to 1500	1500 to 2000	2000 to 3000	3000 to 4000
Clearance, mm	0.05	0.10	0.15	0.25	0.25	0.30

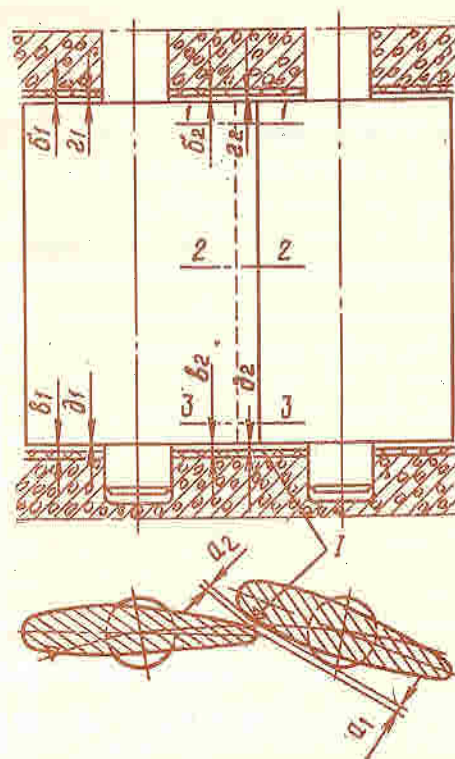


Рис. 61. Формуляр на сборку направляющего аппарата

Fig. 61. Record Sheet of Wicket Gate Installation

Между лопатками Between vanes	Зазоры между лопатками по вертикали Vertical clearances between guide vanes					
	a_1 (по металлу) в сечениях a_1 (metal) in section			a_2 (по резине) в сечениях a_2 (rubber) in section		
	1—1	2—2	3—3	1—1	2—2	3—3
1—2						
2—3						
3—4						
4—5						
5—6						
...						
...						
...						
31—32						
32—1						

Оrientировка лопаток по осям x, y Positioning of vanes in respect to axes x, y	Торцовые зазоры End clearances									
	Номер лопатки Vane No.	по металлу in metal				по резиновому уплотнению in rubber sealing				
		b_1	b_2	e_1	e_2	z_1	z_2	d_1	d_2	
	1									
	2									
	3									
	4									
	5									
	...									
	...									
	...									
	31									
	32									

Размер Size	По чертежу Acc. to drw.	Фактический средний зазор Actual average clearance	Отклонение среднего зазора Deviation of average clearance	Допустимое по ТУ Permissible acc. to specification
b				
e				

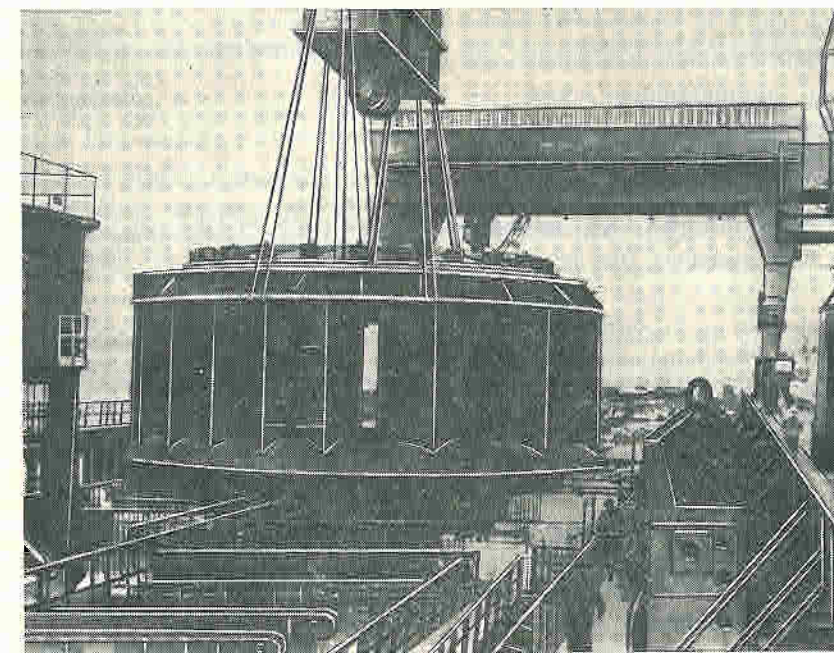


Рис. 62. Перенос статора гидротурбины, собранного на сборочной площадке вместе с направляющим аппаратом

Fig. 62. Shifting of turbine stay ring assembled at assembly floor together with wicket gate

Общая длина всех местных зазоров между каждой парой лопаток не может превышать 20% от высоты лопатки.

Направляющий аппарат должен быть собран так, чтобы ограничивающие упоры допускали открытие лопаток на проектную величину с допуском на отклонение $\pm 5\%$. При этом величина открытия определяется как среднее арифметическое замеров, произведенных в трех сечениях по высоте между четырьмя парами лопаток, расположенных по взаимно перпендикулярным осям гидроагрегата.

На смонтированный узел направляющего аппарата надо составить формуляр, занеся в него данные измерений (рис. 61). Кроме того, в период предпусковых работ снимают характеристики зависимости открытия лопаток от хода поршня сервомотора направляющего аппарата, а у поворотно-лопастных гидротурбин при этом также фиксируют и положение разворота лопастей рабочего колеса, о чем будет сказано ниже при рассмотрении пусковых работ.

В некоторых случаях, когда габариты узла направляющего аппарата сравнительно невелики, его можно собирать вместе со статором на сборочной площадке и таким укрупненным узлом устанавливать в кратер агрегата (рис. 62). При этом в кратере производят только соединение рычагов через серьги с регулирующим кольцом, а последнего — с тягами сервомоторов.

The total length of all local clearances between each pair of vanes is not to exceed 20 per cent of the vane height.

The wicket gate shall be assembled so that the limit stops admit the wicket gate opening through the rated value with ± 5 per cent tolerance. In this case, the amount of opening is determined as an arithmetic mean of measurements at three horizontal sections over the vane height between four pairs of vanes located at the ends of mutually normal diameters of the hydropower unit.

A record sheet is to be drawn up for the wicket gate assembly where data of measurements are to be written down (Fig. 61). Besides, during the debugging period vane opening versus servomotor piston stroke curves are to be plotted, and for adjustable-blade turbines the position of the runner blades is to be recorded (this will be considered in detail when describing the debugging operations).

In some cases, when the overall dimensions of the wicket gate assembly are comparatively small, it may be assembled together with the stay ring on the assembly bay and installed as an integral assembly into the turbine pit (Fig. 62). With this, the assembly operations in the turbine pit are reduced to the connection of levers via links to the shifting ring and the latter to the servomotor reach rods.

4-10. РОТОРЫ ГИДРОТУРБИН

А. КОНСТРУКЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ

Ротор гидротурбины, являющийся узлом ее вращения, состоит из рабочего колеса и присоединенного к нему болтами вала гидротурбины. Ротор — главный орган в процессе преобразования энергии потока воды в механическую, которая, будучи передана гидрогенератору, преобразуется последним в электрическую.

Прочностные свойства ротора турбины должны быть такими, чтобы он не разрушался не только при любых нагрузках нормально установившегося режима работы, но и при кратковременных нагрузках, вызванных короткими замыканиями в генераторе.

В зависимости от типов, конструкции и рабочих параметров гидротурбины отдельные составляющие роторов (рабочие колеса и валы) могут иметь различные конструктивные исполнения, особенности которых будут рассмотрены ниже.

Б. КОНСТРУКЦИИ РАБОЧИХ КОЛЕС РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

От габаритов гидротурбин и условий их транспортировки к местам установки зависит, будут ли рабочие колеса радиально-осевых гидротурбин изготовлены цельными или сборными. В последнем случае их скрепляют на месте монтажа бандажами, насаживаемыми в горячем состоянии или с помощью электросварки.

Конфигурации рабочих колес определяются главным образом величиной напора, на который рассчитана гидротурбина.

На рис. 63 и 64 показаны рабочие колеса гидротурбин, работающих соответственно на средних и высоких напорах. Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины любого напора состоит из верхнего и нижнего ободов и расположенных между этими

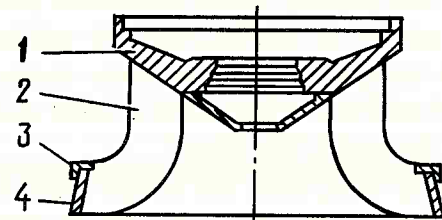


Рис. 63. Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины среднего напора:

1 — верхний обод; 2 — лопасть; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — нижний обод

Fig. 63. Runner of radial-axial hydraulic turbine of average head:

1 — upper rim; 2 — blade; 3 — sealing ring; 4 — lower rim

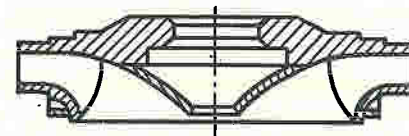


Рис. 64. Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины высокого напора

Fig. 64. Runner of radial-axial hydraulic turbine of high head

4-10. HYDRAULIC TURBINE ROTORS

A. MECHANICAL DESIGN AND PURPOSE

The rotor is a rotating part of the turbine and consists of a runner and a turbine shaft bolted up to it. The turbine rotor is the principal member in the process of conversion of the water flow energy into mechanical rotation that is converted into electric power by the generator.

The turbine rotor must be strong enough to sustain any loads under normal steady state conditions and, besides, shorttime overloads due to short circuits on the generator.

Depending on the type, mechanical design, and performance characteristics of the hydraulic turbine, individual members of the rotors (runners and shafts) may be of various modifications which are described below.

B. RUNNERS OF RADIAL-AXIAL TURBINES

Overall dimensions of hydraulic turbines and conditions of their transportation to the installation site dictate whether the runner of the radial-axial turbine will be made as an integral unit or it will be sectionalized. In the latter case, the elements of the runner are secured at the installation site by bands which are shrunk while hot or welded up.

The configuration of runners is governed mainly by the rated head of the turbine.

Fig. 63 and 64 show turbine runners rated for medium and high heads, respectively. The runner of a radial-axial hydraulic turbine consists of the upper and lower rims and blades positioned between these

ободами лопастей, имеющих изогнутую обтекаемую форму. Все это представляет собой либо цельнолитую конструкцию, либо такую конструкцию, лопасти которой, отлитые отдельно, устанавливаются затем в форму и заливаются металлом при отливке рабочего колеса.

В последнее время стали применяться литоштампованные сварные конструкции, в которых колесо сваривается из отдельных литых и штампованных элементов, а затем подвергается термической и механической обработке.

Сварные рабочие колеса обладают лучшими эксплуатационными и энергетическими качествами, так как в них точнее выдерживаются геометрические размеры расположения лопастей. На верхний обод, а в некоторых конструкциях и на нижний насаживаются уплотнительные кольца (см. рис. 63) с гладкой или гребенчатой поверхностью, причем между этими уплотнительными кольцами и сопрягающимися с ними кольцами на статоре и крышке гидротурбины образуется небольшой зазор. В этом зазоре при работе гидротурбины дросселируется вода, что предупреждает протечки ее мимо лопастей рабочего колеса и тем самым уменьшает потери. Наличие на кольцах гребенчатой поверхности улучшает эти дросселирующие свойства, но зато ускоряет износ уплотнительного кольца.

В конусе верхнего обода рабочего колеса делают разгрузочные отверстия, соединяющие полости над рабочим колесом и под ним, что способствует выравниванию давлений в этих полостях и уменьшению осевого давления на рабочее колесо.

С целью увеличения износоустойчивости противокавитационной стойкости рабочих колес в некоторых конструкциях на поверхность их лопастей и ободов наплавляют с помощью электросварки слой легированной стали или делают то и другое из нержавеющей стали.

В. КОНСТРУКЦИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН

Рабочие колеса поворотно-лопастных гидротурбин имеют несколько конструктивных исполнений, отличающихся друг от друга втулочным отношением, числом лопастей, конструкцией механизма поворота, способом уплотнения лопастей и некоторыми другими особенностями.

Втулочное отношение есть отношение диаметра сферической части втулки рабочего колеса к диаметру, замеренному по лопастям. Это отношение — весьма важный энергетический показатель, так как между его величиной и пропускной способностью рабочего колеса существует обратная зависимость: с уменьшением отношения пропускная способность увеличивается и наоборот.

Современные конструкции гидротурбин имеют величину втулочного отношения $D_{сф}/D_1 = 0,4 \div 0,35$,

rims. The blades are cambered and streamlined in shape. The runner is either an all-cast construction or the blades are cast separately and then installed into a mould and cast integral with the runner.

Recently cast-and-stamped fabricated constructions have come into use. The runner is welded of cast and stamped elements and then is subjected to thermal treatment and machining.

Welded runners possess better service and power properties since the geometrical dimensions in the arrangement of the runner blades are held within more accurate limits. Sealing rings (Fig. 63) are fit on the upper rim (and in some makes — on the lower rim too), these sealing rings having a smooth or comb-shaped surface. A small clearance is formed between the sealing rings and the rings adjoining them on the turbine stay ring and headcover. This clearance throttles water thus preventing water leakage past the runner blades and reducing losses. The comb-shaped surface of sealing rings improves throttling properties of the rings but increases their wear.

In the cone of the runner upper rim relief holes are made to provide communication between the space above the runner and the space under the runner thus equalizing pressures in these spaces and reducing the axial thrust onto the runner.

In order to increase wear resistance and resistance to cavitation, the surface of the runner blades and rims is either built-up in some constructions with alloy steel welding or the blades and rims are made of stainless steel.

C. RUNNERS OF ADJUSTABLE-BLADE TURBINES

The runners of adjustable-blade turbines are available of several types differing in the hub-runner ratio, number of blades, design of the blade-operating mechanism, method of blade sealing, and some other features.

The hub-runner ratio is the ratio of the diameter of the runner hub barrel to the runner diameter as measured over the blades. This ratio is a very important power characteristic, as it is inversely proportional to the runner discharge capacity: the less the ratio, the higher is the discharge capacity, and vice versa.

The hub-runner ratio for modern hydraulic turbines is $D_b/D_1 = 0.4$ to 0.35 , where D_b is the diameter of the barrel and D_1 is the diameter over the runner blades.

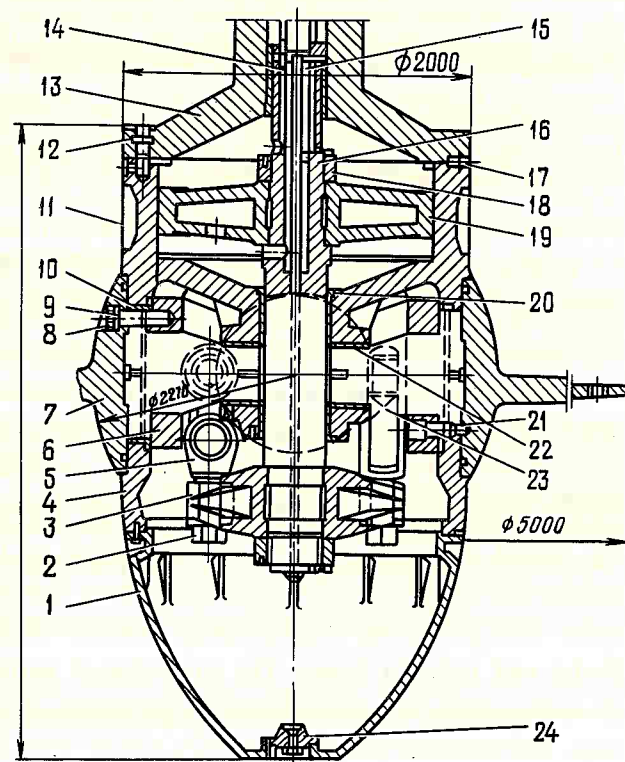


Рис. 65. Разрез по рабочему колесу поворотной-лопастной турбины с крестовиной в передаче от сервомотора к лопастям:

1 — конус; 2 — гайка проушины; 3 — крестовина; 4 — корпус втулки; 5 — проушина; 6 — рычаг; 7 — лопасть; 8 — пробка; 9 — болт лопасти; 10 — втулка опорно-упорная; 11 — облицовка корпуса; 12 — болт; 13 — фланец вала, заменяющий крышку; 14 — штанга рабочего колеса; 15 — трубка, отводящая масло из корпуса втулки; 16 — шток сервомотора; 17 — шпонка цилиндрическая; 18 — гайка штока; 19 — поршень сервомотора; 20 — втулка штока; 21 — шпонка лопасти и рычага; 22 — внутренняя втулка цапфы; 23 — серьга; 24 — спускной клапан для масла

Fig. 65. Section through runner of adjustable-blade hydraulic turbine with bracket in transmission between servomotor and blades:

1 — cone; 2 — pinhole nut; 3 — bracket; 4 — hub body; 5 — pinhole; 6 — lever; 7 — blade; 8 — plug; 9 — blade bolt; 10 — support bush; 11 — runner hub lining; 12 — bolt; 13 — shaft flange serving as a cover; 14 — runner operating rod; 15 — pipe draining oil from hub; 16 — servomotor reach rod; 17 — cylindrical key; 18 — reach rod nut; 19 — servomotor piston; 20 — reach rod bush; 21 — blade and lever key; 22 — inner bush of stem; 23 — link; 24 — oil drain valve

где $D_{сф}$ — диаметр сферической части; D_1 — диаметр по лопастям.

Число лопастей зависит от величины напора, на который рассчитана работа турбины, и обычно составляет от 4 до 8, причем большее число лопастей устанавливается на рабочих колесах гидротурбин, рассчитанных на работу при более высоких напорах. Лопасти изготавливаются либо из нержавеющей стали, либо из углеродистой стали, облицованной с поверхности нержавеющей сталью. Облицовка повышает устойчивость лопастей против разрушений, вызываемых кавитацией. Облицовывают поверхности лопастей путем приварки к ним небольших полосок из нержавеющей стали, дополнительно закрепляемых еще электрозаклепками.

Следует заметить, что такой способ облицовки недостаточно надежен, так как вздутия между электрозаклепками и сварным швом, образующиеся на полосках после сварки, способствуют их отрыву при пульсации, вызываемой переменной давлений.

Более надежными способами облицовки лопастей слоем нержавеющей стали являются наплавка или облицовка листами методом взрыва, который за последнее время стал широко применяться.

Профиль пера лопасти имеет обтекаемую форму, причем по условиям прочности сечение уменьшается от периферии к корпусу. Обточка пера по наружному диаметру производится на карусельном станке непосредственно на втулке или же на специальном приспособлении, представляющем собой ложную втулку.

Механизм поворота лопастей состоит из сервомотора, представляющего собой двигатель, и рычажной системы, соединяющей поршень

The number of blades depends on the rated head and ranges usually from 4 to 8, the greater number of blades being installed on runners rated at higher heads. The blades are made either of stainless steel or of carbon steel lined with stainless steel. This linking increases resistance of blades to cavitation. The blade surfaces are lined by welding small stainless steel strips to them, these strips being additionally fixed with the help of plug welds.

It should be noted that this type of lining is not sufficiently reliable because blisters between the plug welds and the weld joints formed on steel strips after welding may cause separation of strips at pulsations resulting from pressure variations.

A more reliable method of lining blades with stainless steel is by building up or blast-welding of stainless steel sheets. The latter method has found wide application in the last few years.

The blade cross-section is of streamlined form. Proceeding from the blade strength considerations the cross-section is reduced from the blade periphery towards the hub. The blade is machined over its outer diameter on a vertical turning lathe, directly on the runner hub or on a special device imitating the hub.

The blade-operating mechanism consists of a servomotor and levers connecting the servomotor piston with cranks arranged on the stems of the runner blades. Such a connection provides for

сервомотора с кривошипами, расположенными на цапфах лопастей. Такое соединение при движении поршня сервомотора обеспечивает поворот лопастей рабочего колеса на угол, обусловливаемый при данном напоре величиной открытия направляющего аппарата. В рабочих колесах крестовинного варианта (рис. 65) поворот лопастей производится следующим образом: из маслоснапорной установки через золотник комбинатора, соответствующие полости в штанге, расположенной внутри вала агрегата, и радиальные сверления в штоке 16 сервомотора масло под давлением поступает попеременно то в полость сервомотора под поршнем 19, то в полость над ним. Поршень сервомотора под действием давления масла, передвигаясь вверх или вниз, соответственно перемещает жестко и плотно скрепленный с ним шток 16. Но поскольку последний жестко соединен с крестовиной 3, то, перемещаясь вдоль оси, он увлекает эту крестовину за собой. Крестовина 3 при своем осевом движении через проушины 5, серьги 23 и эксцентрично расположенные на рычагах 6 пальцы 22 цапфы лопастей и сами лопасти 7. При движении поршня сервомотора вверх лопасти рабочего колеса идут на закрытие, т.е. устанавливаются на меньший угол, а при движении поршня вниз происходит обратное явление.

Смазка механизма поворота лопастей в рабочих колесах такой конструкции производится за счет протечек масла, заполняющего корпус рабочего колеса и отводимого через трубку 15 и центральное отверстие в валу в маслоприемник, располагаемый обычно на верху агрегата или же во фланцевом соединении валов. Протечкам масла из втулки в местах сопряжения ее с лопастями препятствуют имеющиеся в этом сопряжении специальные уплотнения, конструкцию которых мы рассмотрим ниже.

В рабочих колесах бескрестовинного варианта (рис. 66—68) масло подается под давлением в ту или иную полость сервомотора способом, аналогичным разобранным выше. Поворот лопастей осуществляется воздействием поршня сервомотора на кривошипные кольца рычагов непосредственно через серьги и проушины, минуя шток и крестовину, так как последние в этих конструкциях рабочих колес отсутствуют.

Уплотнения лопастей рабочих колес поворотных-лопастных гидротурбин предотвращают попадание воды во втулку рабочего колеса и утечку масла из втулки в нижний бьеф гидростанции. Их устанавливают в местах сопряжения фланца лопасти с корпусом рабочего колеса. Уплотнения рабочих колес имеют несколько конструктивных исполнений, отличающихся друг от друга местом установки, материалом уплотняющих колец, их формой и принципом действия. Ниже мы рассмотрим наиболее распространенные конструкции уплотнений, обладающие наилучшими эксплуатационными качествами.

На рис. 69, а показан разрез кожного уплотнения, которое устанавливается под фланцем лопасти 1 и крепят к корпусу втулки 8 с помощью гаек и шпилек 2. Уплотнение состоит из нажимного стального кольца 3, кожного манжета 4, пружин из фосфористой бронзы 5 и 6, кольца из маслостойкой резины 7. Работа такого уплотнения во многом зависит от качества его сборки или, точнее, от регули-

turning the runner blades through an angle determined at a given head by the amount of the wicket gate opening. In runners with a cross-head (Fig. 65) the blades are turned in the following way: oil is supplied under pressure from the oil pressure plant through the slide valve of the cam, respective hollows in the operating rod arranged in the turbine shaft and radial holes in reach rod 16 of the servomotor, alternately into the space under servomotor piston 19 or into the space above it. The servomotor piston moves upwards and downwards under the oil pressure thereby moving reach rod 16 rigidly and tightly connected with the piston. As the regulating rod is rigidly connected with cross-head 3, it carries the latter away in the axial direction. In its axial displacement cross-head 3 rotates, through eyebolts 5, links 23 and pins arranged excentrically on levers 6, the blade stems in bronze guide bushes 22 and blades 7. With the servomotor piston moving upwards the runner blades go for closure, that is, they are positioned at a smaller angle and with the piston moving downwards the reverse process takes place.

The blade-operating mechanism of the runners of such a type is lubricated with oil leaking from the runner casing and drained through pipe 15 and the central hole in the shaft into the oil supply head that is usually arranged on the turbine top or in the flange joint between the turbine and generator shafts. Oil leakage through the joint between the hub and the blades is prevented by special seals placed in these joints. These seals are described below.

In runners without cross-heads (Figs. 66 to 68) oil is supplied under pressure into one or another space of the servomotor in the way similar to that above described. The blades are turned by the servomotor piston acting on the crank rings of levers directly through links and eyebolts, without the use of the reach rod and the cross-head, as such elements are not provided in these runners.

The seals of the blades of adjustable-blade turbine runners prevent penetration of water into the runner hub and leakage of oil from the hub into the hydroelectric plant tailwater. The seals are placed in the flange joints between the blades and the runner hub. The runner seals are of various makes differing in the place of installation, material of seal rings, their shape and principle of operation. Described below are most widely used constructions of seals possessing the best operating properties.

Fig. 69, a illustrates a sectional view of a leather seal which is placed under flange of blade 1 and is secured to hub barrel 8 with the help of nuts and studs 2. The seal consists of steel locking ring 3, leather gland 4, phosphorous bronze springs 5 and 6, oil-resistant rubber ring 7. The functioning of such a seal depends largely on the quality of assembly operations or, more exactly, on the adjustment of the tight-

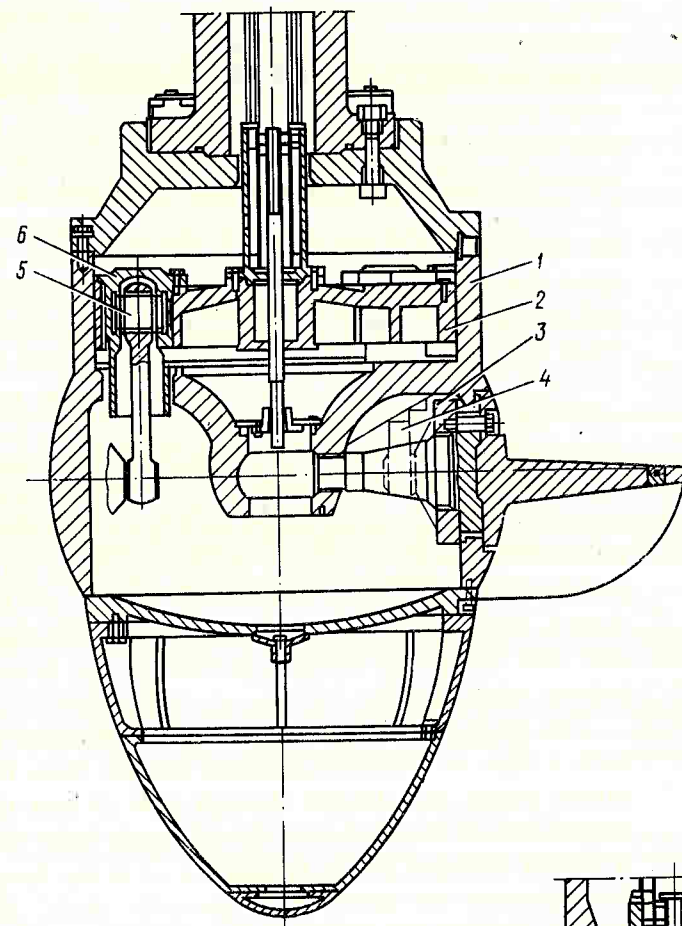


Рис. 66. Разрез по рабочему колесу бескрестовинного типа поворотной-лопастной гидротурбины:
1 — цилиндр сервомотора; 2 — поршень сервомотора; 3 — рычаг; 4 — серьга; 5 — палец стакана; 6 — стакан

Fig. 66. Section through runner of bracketless type of adjustable-blade hydraulic turbine:
1 — servomotor cylinder; 2 — servomotor piston; 3 — lever; 4 — link; 5 — sleeve pin; 6 — sleeve

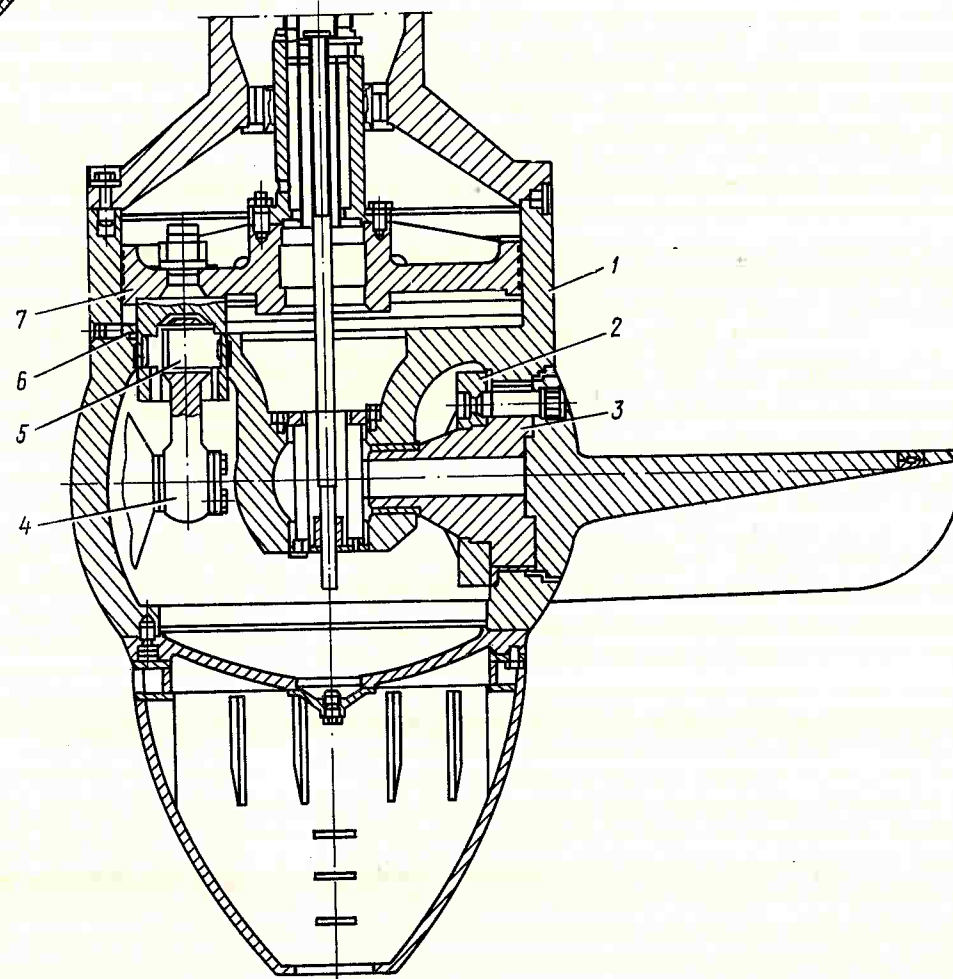


Рис. 67. Разрез по рабочему колесу бескрестовинного типа поворотной-лопастной гидротурбины:
1 — втулка; 2 — рычаг; 3 — цапфа; 4 — серьга; 5 — палец; 6 — проушина; 7 — поршень сервомотора

Fig. 67. Section through runner of bracketless type of adjustable-blade hydraulic turbine:
1 — hub; 2 — lever; 3 — stem; 4 — link; 5 — pin; 6 — pinhole; 7 — servomotor piston

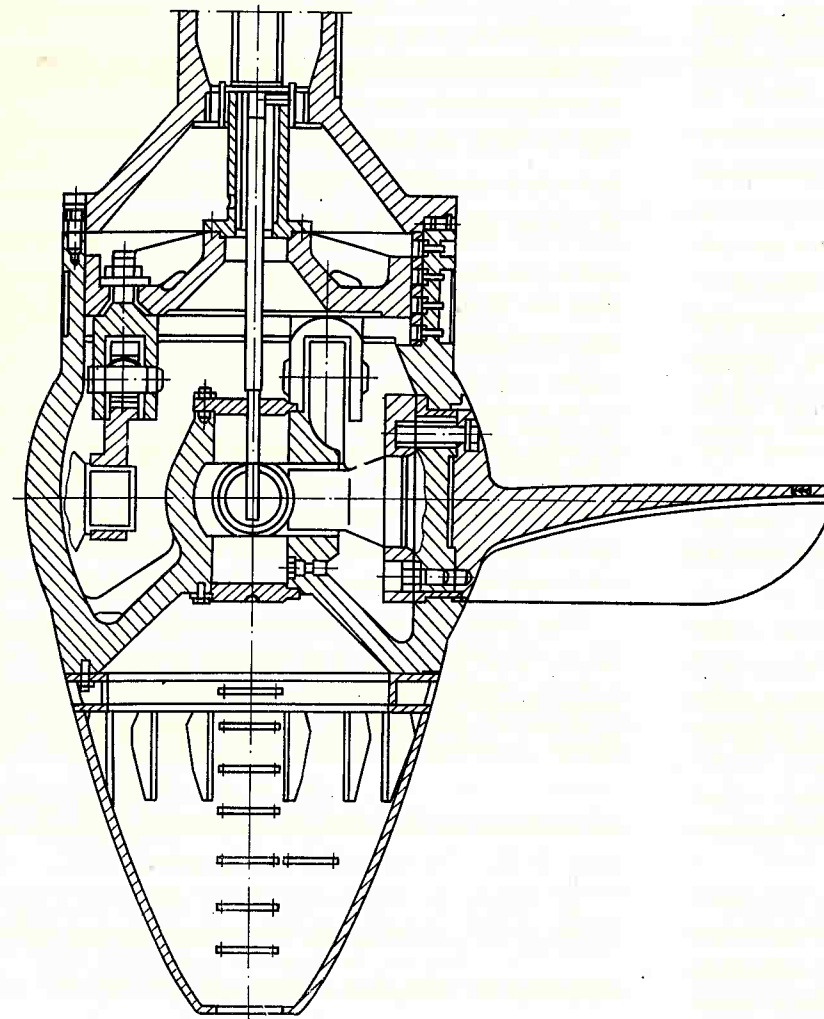


Рис. 68. Разрез по рабочему колесу бескрестовинного типа с полостью сервомотора во втулке рабочего колеса поворотной-лопастной гидротурбины

Fig. 68. Section through runner of bracketless type with servomotor in runner hub of adjustable-blade hydraulic turbine

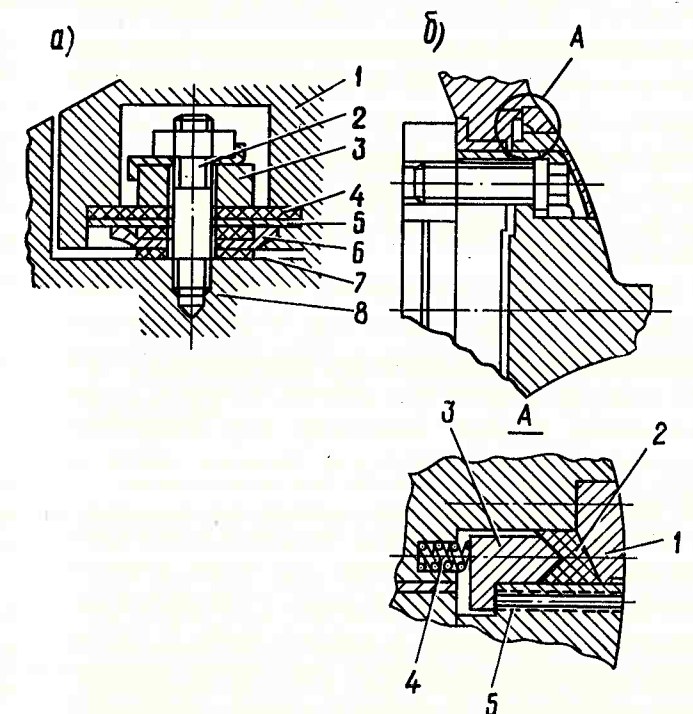


Рис. 69. Конструкция уплотнений лопастей рабочих колес:

a — уплотнение под фланцем лопасти;
б — наружное съёмное уплотнение

Fig. 69. General arrangement of seals of runner blades:

a — seal of blade flange;
б — outer removable sealing

ровки натяга пружин и резиновых колец, о чем будет подробнее сказано при описании сборки уплотнений.

Хорошо изготовленные и собранные уплотнения такой конструкции работают весьма надежно долгие годы. Недостатком этих уплотнений является то, что для ремонта или замены отдельных деталей приходится снимать лопасти. Наружное уплотнение, установка и ремонт которого не требуют снятия лопастей (рис. 69,б), состоит из наружного нажимного кольца 1, уплотняющего кольца из маслостойкой профильной резины 2, внутреннего нажимного кольца 3 и тарированных пружин 4. Для отжатия внутреннего кольца перед установкой уплотнительного резинового кольца в лопастях имеются резьбовые отверстия 5.

Г. КОНСТРУКЦИИ ВАЛОВ ГИДРОТУРБИН

Вал гидротурбины обычно представляет собой трубу с очень толстыми стенками, на концах которой находятся фланцы. Нижний фланец крепят к рабочему колесу, а верхний соединяют либо с фланцем гидрогенераторного вала, либо с фланцем промежуточного вала, находящегося между валами гидротурбины и гидрогенератора, когда такой вал предусмотрен конструкцией.

Следует заметить, что длинный вал со вставкой, необходимой по условиям изготовления, применяется в гидроагрегатах очень редко. В последнее время все большее признание стал получать гидроагрегат с единым валом — общим для турбины и генератора. Такой вал не только уменьшает высоту гидроагрегата, но и создает большие удобства при монтаже и в эксплуатации. Эти удобства выражаются главным образом в упрощении центрирования линии вала, так как в любом фланцевом соединении неизбежно создается некоторый излом линий вала. Кроме того, изготовление единого вала требует меньших затрат.

Валы обычно изготавливаются из поковок с центральным отверстием вдоль оси. У радиально-осевых гидротурбин это отверстие иногда используется для подвода воздуха под рабочее колесо в целях уменьшения явлений кавитации, а у поворотно-лопастных гидротурбин — для подвода масла к рабочему колесу.

За последнее время как у нас, так и в иностранной практике стали находить все более широкое применение ковано-сварные валы, у которых кованые фланцы приварены к сварной трубе. У гидротурбин, имеющих резиновые или другие подшипники, работающие на водяной смазке, необходимо шейки валов в зоне работы подшипника предохранить от коррозии. С этой целью их облицовывают

нержавеющей аустенитной сталью. Для более подробной информации по описанию сборки уплотнений.

Well made and correctly assembled seals of this type may serve quite reliably many years. A disadvantage of such seals is that a repair or replacement of individual elements of the seal involves the removal of runner blades. The outer seal which does not necessitate for its installation or repair removal of blades (Fig. 69, б) comprises outer hold-down ring 1, sealing ring 2 of oil-resistant shaped rubber, inner hold-down ring 3 and calibrated springs 4. Threaded holes 5 are provided in the runner blades for pushing the inner ring back prior to placing the sealing rubber ring.

D. SHAFTS OF HYDRAULIC TURBINES

The shaft of a hydraulic turbine is usually a heavy-walled pipe provided with flanges at both ends. The lower flange is secured to the runner and the upper flange is connected either with the generator shaft flange or with the flange of an intermediate shaft between the turbine and the generator shafts in case such a shaft is provided in the power unit design.

It should be noted that long shafts with inserts required by conditions of manufacturing are used in hydropower units very seldom. In the last few years power units with a single shaft common for the turbine and the generator are gaining more and more acceptance. Such shafts not only reduce the power unit height but also facilitate erection and maintenance procedures. While with flanged joints a certain angularity of the shaft line is inevitable whatever accurate alignment may be, an integral shaft does not require any alignment. Besides manufacturing cost of a single shaft is lower.

Usually shafts are made of forged pieces with centre holes along the shaft centre line. In radial-axial turbines this hole is used sometimes for admission of air under the runner in order to reduce cavitation effects, and in adjustable-blade turbines, to supply oil to the runner.

Recently both in our country and abroad forged-and-welded shafts with forged flanges welded to a welded thick-walled pipe, have found more and more wide use. In turbines with water-lubricated rubber bearings and other bearings the shaft necks in the bearing zone are to be protected against corrosion. For this purpose the necks are lined with stainless austenitic steel. In the majority of cases this lining is a cylinder made of sheet steel and cut along the axis

нержавеющей аустенитной сталью. Чаще всего эта облицовка представляет собой цилиндр из листовой стали, разрезанный вдоль оси на 4—8 частей (сегментов), которые электрозаклепками по сфере и швом по контуру привариваются к основному металлу вала, а затем механически обрабатываются. В иностранной практике облицовку на шейки валов часто наносят методом металлизации.

Известен и другой способ облицовки — приварка к шейке вала предварительно натянутой (навитой) на нее полосы из нержавеющей стали и последующая ее механическая обработка.

Валы для крупных гидроагрегатов имеют сравнительно большие габариты и массу; так, вал гидротурбины Волжской ГЭС имени В. И. Ленина имеет массу 50 т, диаметр 1420 мм, а длину 5500 мм. Диаметр фланцев у этого вала равен 2150 мм. К точности обработки валов предъявляются повышенные требования как в части концентричности шейки и посадочных буртиков на фланцах, так и в части перпендикулярности торцовых плоскостей фланцев вала к его оси. Большие отклонения могут привести к недопустимой несоосности гидротурбинного вала с гидрогенераторным валом и рабочим колесом, а также к недопустимому излому линии вала, о чем будет подробно сказано в § 5-11.

При расчете вала на прочность учитывают, помимо растягивающих и скручивающих усилий, воспринимаемых им при работе, также его собственные поперечные и крутильные колебания. Число оборотов вала в единицу времени не должно совпадать с частотой его собственных колебаний. Валы гидротурбин обычно делаются жесткими, т.е. такими, в которых частота собственных колебаний в единицу времени больше числа оборотов агрегата в эту же единицу времени. Если число оборотов агрегата в единицу времени совпадает с частотой собственных колебаний ротора гидроагрегата, то такие обороты гидроагрегата будут критическими. Поэтому при расчете и выборе параметров вала не допускают того, чтобы разгонное число оборотов гидроагрегата равнялось критическому или было близко к нему.

Д. СБОРКА РАБОЧИХ КОЛЕС РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

Цельнолитые и цельносварные рабочие колеса обычно прибывают на монтаж с уже насаженными и раскрепленными уплотнительными кольцами, но возможна и раздельная поставка колес и колец. В первом случае вся работа по сборке рабочих колес сводится к установке обтекателей, а во втором к этому добавляются еще работы по насадке и креплению уплотнительных колец, производимые на монтажной площадке. В том и в другом случаях эти

into 4 to 8 parts (segments), which are welded by plug welds on the segment surface and by continuous joints along the periphery to the shaft metal and then are machined. In foreign countries the shaft necks are often lined by metal plating.

Another method of lining the shaft necks consists in welding a previously wound and stretched stainless steel strip to the shaft neck followed by its machining.

Shafts of large hydropower units have comparatively large dimensions and mass, e.g. the shaft of the turbine of the V.I. Lenin Volga Hydroelectric Power Plant has 50 t in mass, 1420 mm in diameter and 5500 mm in length. The diameter of flanges of this shaft is 2150 mm. More stringent requirements are imposed on the accuracy of the shaft machining as regards the concentricity of the neck and the pilot fillets on flanges as well as the perpendicularity of the flange face to the shaft centre line. Great deviations may cause an inadmissible misalignment of the turbine and generator shafts as well as inadmissible angularity of the shaft line — the case which will be discussed in detail in Section 5—11.

In calculating the shaft strength, apart from tensile and torsional forces, the shaft natural transverse vibrations and torsional oscillations are to be taken into consideration. The rotational speed of the shaft per time unit shall not coincide with the frequency of its natural vibrations. Usually the shafts of hydraulic turbines are made rigid, that is, the frequency of the shaft natural vibrations is higher than its speed of rotation. In case the rotational speed of the hydropower unit is the same as the natural frequency of the power unit rotor, this rotational speed will be a critical one. Therefore, when designing the shaft and selecting its parameters the accelerating speed of the power unit is never allowed to be equal to the critical speed or to be close to it.

E. ASSEMBLING OF RADIAL-AXIAL TURBINES RUNNERS

Integral-cast and all-welded runners are usually delivered for erection with seal rings already fitted and secured to them; as alternative, however, the runners and seal rings may be delivered separately. In the former case, the assembly work is reduced to the installation of the cowlings and in the latter case the operations on fitting and securing seal rings made in the erection bay are added. In both cases these operations do not present any difficulties and for this reason

работы не представляют каких-либо сложностей, поэтому рассматривать их отдельно не будем, тем более, что все элементы таких работ будут разобраны при рассмотрении сборки рабочих колес разъемной конструкции.

Разъемные рабочие колеса, прибывающие на монтаж элементами (половинами, третями и четвертыми долями рабочего колеса), на месте монтажа собираются и надежно скрепляются в одно целое. Плоскости сопряжения этих элементов в местах их разъема проходят через радиусы окружностей ободов колеса. Отдельные элементы колеса соединяются на монтаже либо с помощью бандажей, насаживаемых в горячем состоянии, либо с помощью электросварки. Разберем тот и другой способ отдельно.

Соединение частей рабочих колес при помощи бандажных колец производится следующим образом. Насаживаемые на колесо бандажные кольца в зависимости от размеров прибывают на монтаж в цельном виде или половинками. В последнем случае их перед насадкой на рабочее колесо сваривают электросваркой в специальном кондукторе и аккуратно обрабатывают по шаблону шлифовальной машинкой. Для насадки бандажных колец отдельные части колеса устанавливаются строго по уровню на монтажные тумбы, располагаемые на сборочной плите. Затем элементы колеса стягивают болтами или другими крепящими устройствами в одно целое так, чтобы между плоскостями разъема не было зазора. Согласно техническим условиям на монтаж гидроагрегатов в стыках могут быть допущены лишь местные зазоры величиной не более 0,1 мм, при этом суммарная площадь их не должна превышать 20% от общей площади стыка. Крепящие устройства могут быть выполнены постоянными, оставляемыми после насадки бандажей, и временными, удаляемыми после насадки бандажей. Припасованные на заводе направляющие штифты в сопрягаемых деталях, как правило остаются в составе узла. Сечение и внутренний диаметр бандажных колец должны быть такими, чтобы в бандаже после его горячей посадки на обод колеса возникали расчетные напряжения (обычно 1500—1700 кгс/см²).

Нагрев бандажных колец производится либо электропечами в специальных шатрах со съёмными крышками, устроенных в соответствии с требованиями пожарной безопасности, либо методом магнитных потерь в железе. В первом случае в шатер устанавливают обычные электропечи общей мощностью 50—100 кВт, в зависимости от окружающей температуры и размера бандажного кольца. Во втором случае на бандаж радиально по кольцу наматывают провод. Нагрев бандаж в этом случае может производиться даже без шатра, на открытом воздухе. Ориентировочные практические данные по подбору

they will not be considered separately, especially as all the steps of such operations will be discussed when considering the assembly of detachable runners.

Detachable runners delivered to the erection site in separate members (halves, thirds and quarters of the runner) are assembled at the erection site and secured reliably into a whole. The mating surfaces of these members cut the radial planes of the runner rims. Separate members of the runner are connected with the help of bands that are shrunk while hot or with the help of electric welding. Each of these methods will be considered separately.

Connection of the runner members with the help of bands is carried out in the following way. The bands fitted on the runner are delivered to the erection site either as integral or halved parts, depending on their dimensions. In the latter case, prior to fitting on the runner, the bands are welded in special jigs and accurately machined with the help of a grinding tool. To fit on the strengthening bands separate parts of the runner are placed and strictly levelled on assembly supports arranged in the assembly floor. Then the runner members are bolted together or connected with the help of other fastenings so that no gaps remain at the joints. In conformity with specifications for the erection of hydropower units only local gaps, no more than 0.1 mm wide, may be admitted at the joints and the area of all the gaps should not exceed 20 per cent of the total area of the joint. Fastenings can be made permanent, remaining after fitting-on the strengthening bands, or temporary, which are removed after fitting-on the strengthening bands. Guide pins in mating parts adjusted at the Manufacturer's plant usually remain in the sub-assembly. The cross-section and the inside diameter of strengthening bands are to be present so as to provide for rated strains (usually 1500 to 1700 kgf/cm²) arising in the ring after the ring is shrunk-fitted onto the runner rim.

The strengthening bands are heated in electric ovens in special containers with removable covers arranged in conformity with fire safety rules or by means of magnetic iron losses. In the former case conventional electric ovens with a total capacity or 50 to 100 kW (depending on the ambient temperature and the strengthening band dimensions) are installed in the container. In the latter case, a wire is radially wound onto the band. The band may be heated in this case even without a container, in the open. Tentative practical data on the selection of wire cross-sectional area, the length of wires, the number of turns and the current obtained in this method will be given in Chapter 8 when considering the problems

сечения проводов, их длины и числа витков и по получаемой при этом силе тока будут приведены в гл. 8 при рассмотрении вопросов нагрева роторных втулок, ободов ротора бандажных колец и статоров гидрогенераторов методом магнитных потерь в железе.

Нагрев бандажных колец производится до температуры, при которой кольцо расширится на заданную расчетом и проверенную в натуре величину натяга и создается некоторый запас расширения, необходимый для посадки бандаж на обод без каких-либо осложнений. Этот запас должен обеспечить на все время посадки некоторый зазор между внутренней расточкой бандажного кольца и наружным диаметром обода колеса по соответствующим выступающим буртикам. Величина этого зазора перед началом посадки должна находиться в пределах 5—7 мм на диаметр в зависимости от окружающей температуры и продолжительности посадки, определяемой главным образом скоростными характеристиками крана. Вполне понятно, что чем ниже окружающая температура, способствующая быстрому охлаждению и чем больше времени затрачивается на посадку, тем больше должна быть величина зазора.

Величина расширения кольца по диаметру и температура нагрева определяются из соотношения: $\Delta D = D_0 \alpha t^\circ$, где ΔD — величина, на которую увеличился внутренний диаметр бандаж после его нагрева; D_0 — внутренний диаметр бандаж, замеренный до нагрева; t° — температура нагрева (превышение над окружающей); α — коэффициент линейного расширения; для стали $\alpha = 1,12 \cdot 10^{-5}$.

После нагрева кольца до температуры, заданной с учетом запаса в зазоре, надо специальным штих-массом окончательно проверить его внутренний диаметр. Этот размер сопоставляют с размером на специальной скобе, которую устанавливают по диаметру посадочного места на колесе. Затем бандажное кольцо строят с помощью специальных приспособлений на кран и переносят к месту установки, еще раз просматривают посадочные поверхности на предмет отсутствия забоин и грязи и производят посадку бандаж на обод колеса. Желательно, чтобы температура бандаж, насаживаемого первым, на 15—20°C превышала температуру бандаж, насаживаемого вторым. При этом условии оба бандаж одновременно охлаждаются до окружающей температуры, что обеспечит одинаковые условия обтягивания колеса бандажками. Рабочее колесо с насаженными кольцами и присоединенными уплотнительными кольцами показано на рис. 70.

Если завод-изготовитель гидротурбин имеет общую водную магистраль со стройплощадкой, то рабочие колеса любых габаритов и весов свариваются на заводе и в специальном транспорте отправляются

of heating the rotor hubs, rotor rims, strengthening bands and generator stators by method of magnetic iron losses.

The strengthening bands are heated up to a temperature at which the band will expand so as to ensure specified negative allowance checked in full-scale tests. In doing this a certain reserve expansion is provided in order to fit the band onto the runner rim without difficulty. This reserve expansion shall provide a certain clearance between the inner bore of the band and the outside diameter of the runner rim fillets. This clearance, prior to fitting-on the band, shall be from 5 to 7 mm depending on the ambient temperature and duration of fitting-on operations controlled mainly by the crane hoisting speed. It is quite natural that the lower the ambient temperature promoting quick cooling and the longer the time required for fitting on the band, the greater clearance is required.

The amount of the band diametral expansion and the heating temperature are found from the equation $\Delta D = D_0 \alpha t^\circ$, where ΔD is the increase in the strengthening band diameter after heating; D_0 is the inner diameter of the strengthening band before heating; t° is the heating temperature (temperature rise above the ambient); α is the coefficient of linear expansion which is for steel $\alpha = 1.12 \times 10^{-5}$.

After the band is heated up to the temperature preset with due account for the required reserve in the clearance, a special pin gauge is used for the final check of the band internal diameter. This value is compared with the dimension on a special yoke which is to be positioned on the runner in the place whereon the band is to be fitted. Then the strengthening band is slinged with the help of special devices on the crane and transferred to the place of installation. In doing this the surfaces to be fitted together are again inspected to be sure that no dirt and dents are present on these surfaces, whereupon the band is fitted onto the runner rim. It is desirable that the temperature of the band fitted on first be 15 to 20°C higher than that of the band fitted next. This condition being observed, both bands will cool down to the ambient temperature simultaneously. Thus, equal conditions for tightening the bands on the rim will be provided. A runner with fitted-on bands and sealing rings is shown in Fig. 70.

In case, the turbine manufacturing plant is connected with the project site via a water transport route, the runners of any sizes and masses can be welded at the manufacturing plant and shipped to the project site as a whole on special ships as, for instance, was made in the case with the runners of turbines for the Krasnoyarsk hydroelectric power plant (Fig. 71).

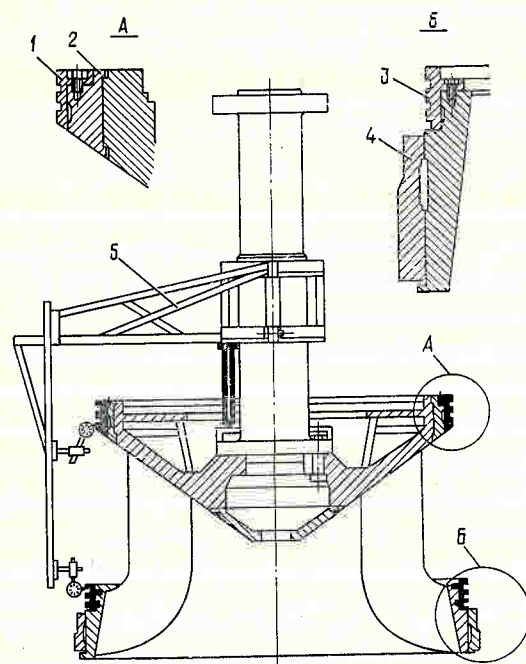


Рис. 70. Разрез по рабочему колесу радиально-осевой гидротурбины с насаженными бандажными и лабиринтными кольцами:

1 — верхнее уплотнительное кольцо; 2 — верхнее бандажное кольцо; 3 — нижнее уплотнительное кольцо; 4 — нижнее бандажное кольцо; 5 — приспособление для проверки концентричности

Fig. 70. Section through runner of radial-axial hydraulic turbine with fitted banding and labyrinth rings: 1 — upper sealing ring; 2 — upper banding ring; 3 — lower sealing ring; 4 — lower banding ring; 5 — device for concentricity check-up

целиком на стройплощадку, как, например, колеса гидротурбин Красноярской ГЭС (рис. 71).

Соединение частей рабочих колес электросваркой, производимое на монтаже, является весьма сложной операцией и выполняется в каждом отдельном случае по специальной, пригодной для данного типа колес, технологии. Такая технология обычно разрабатывается заводом на основании имеющихся на этот счет данных опыта, расчета и эксперимента, произведенного на заводе по сварке одного или нескольких колес этой серии. Поэтому дать единые рекомендации по сварке колес любых конструкций и габаритов, изготовленных из разных материалов, не представляется возможным. Ниже мы ограничимся лишь рассмотрением некоторых общих рекомендаций, применимых при ручной сварке рабочих колес любых типоразмеров. Работа по соединению частей рабочих колес электросваркой начинается с подготовки плоскостей разъема и кромок разделки под сварку. Такая подготовка сводится к тщатель-

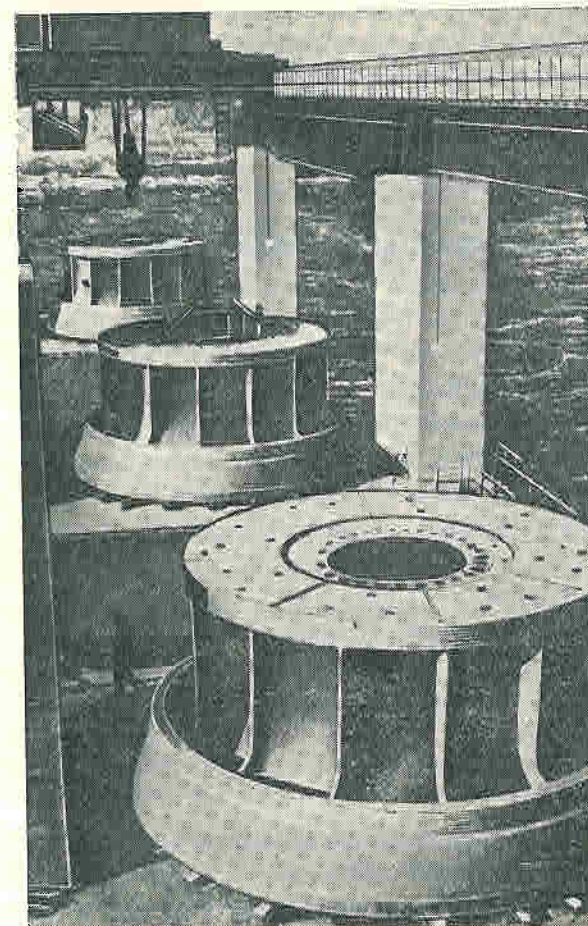


Рис. 71. Рабочие колеса на причале строительства Красноярской ГЭС

Fig. 71. Runners at berths on construction side of Krasnoyarskaya hydroelectric power plant

Jointing the parts of a hydraulic turbine by electric welding on an assembly floor is a very intricate operation and is to be performed using special technology for each type of turbines. Such technology is usually worked out by the manufacturing plant on the basis of available experience in the field, calculations and test welding of one or several runners of the given series at the manufacturer's shop. For this reason, no general recommendations can be given on how to weld runners of different design versions and sizes and made of different materials. Given below are only some general recommendations which may be followed in hand welding of runners of any type and size. The operations on electrical welding of runner parts are started with preparation of surfaces and grooving. Such preparation consists in a careful cleaning of the joint surfaces from rust and barbs and checking for tightness

ной зачистке этих поверхностей от ржавчины и заусенцев и проверке плотности соприкосновения сопрягаемых плоскостей. Проверку соприкосновения плоскостей разъема можно произвести лишь после соединения обеих половинок колеса болтами. Для этого колесо устанавливают на специальные тумбы (рис. 72), фиксируют на направляющих шпонках или штифтах и обтягивают болтами, расположенными в верхнем и нижнем ободах или на специальных приливах. После затяжки болтов проверяют щупом отсутствие зазоров между плоскостями разъема. Если выявляются зазоры, превышающие допустимые, то половинки следует разболтить и произвести подгонку плоскостей разъема по краске путем припиловки, шлифовки или шабровки выступающих участков. Зазоры между плоскостями разъема могут быть допущены лишь местные, величина которых не должна быть более чем 0,1 мм с суммарной площадью, не превышающей 20% от общей площади сопряжения; при этом отдельные участки по длине стыка — не более 100 мм.

После соединения половинок колеса болтами без зазоров или при зазорах, допустимых техническими условиями, болты нижнего обода освобождают и стык раздвигают на заданную технологией величину. Чтобы обеспечить более или менее равномерную деформацию колеса при сварке, заварку стыка следует производить одновременно на обеих противоположных сторонах обода, с чередованием наложения сварочных валиков по обеим сторонам X-образной разделки. Первые четыре-шесть из этих валиков, т.е. по два-три валика с каждой стороны, рекомендуется накладывать электродами диаметром

of contact between jointed plares. The joint planes can be checked for tight contact only after both the halves of the runner are connected with the help of bolts. For the purpose the runner is placed onto special pedestals (Fig. 72), fixed with the help of spline keys or pins and tightened with bolts placed in the top and bottom rims or in special lugs. After the bolts are tightened, the joints must be checked with the help of a clearance gauge for gaps between the joint planes. In case gaps are detected, the runner halves are to be unbolted and the joint planes checked by blueing and fitted by filing, grinding or scraping salient areas. Only local gaps between the joint planes may be admitted; the gaps should not be in excess of 0.1 mm, their total area being not over 20 per cent of the total area of the joint surface and the length of individual gaps is not to be in excess of 100 mm.

Both halves of the runner bolted together without gaps or with gaps allowed by specifications, the bolts of the lower rim are released and the joint planes are separated for the width preset by the technological requirements. In order to provide for a more or less uniform deformation of the runner during welding, the joint is to be welded simultaneously at two opposite sides of the rim, with alternating application of weld beads at both sides of the double V-groove. It is recommended to apply the first four or six of these beads, that is two or three beads at each side, with the help of electrodes, 3 to 4 mm in diameter,

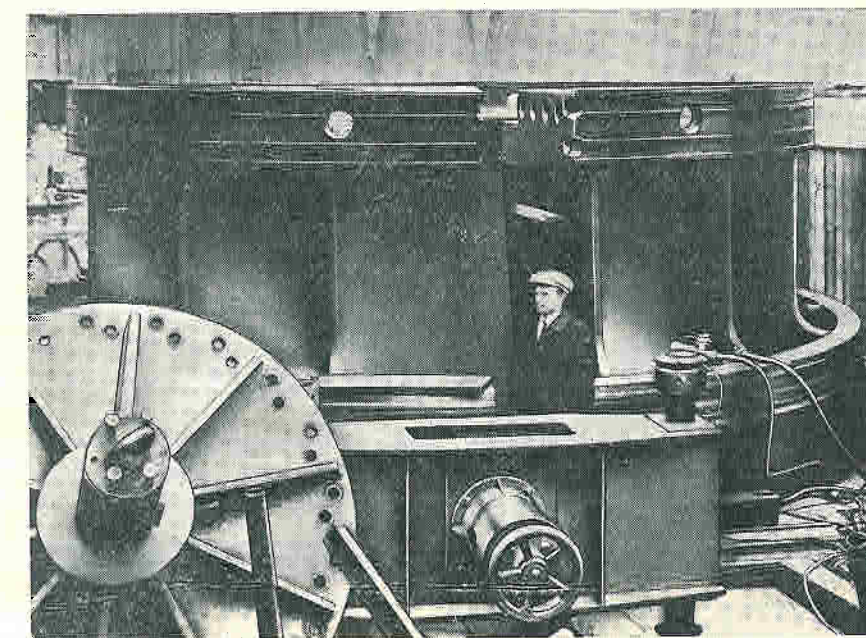


Рис. 72. Рабочее колесо гидротурбины Братской ГЭС в процессе подготовки плоскостей разъема под стыковку и сварку половинок

Fig. 72. Runner of hydraulic turbine of Bratskaya hydroelectric power plant in the process of preparation to join and weld the halves

3—4 мм при обратноступенчатом способе, разбив высоту обода в зависимости от его величины на три-четыре ступени. После наложения этих валиков обратноступенчатым способом дальнейшую сварку можно производить на проход электродами большего диаметра при большей силе тока. В процессе сварки следует каждый валик тщательно очищать от шлака. Рекомендуется также производить проковку швов (за исключением первых четырех и последнего).

Для снятия сварочных напряжений колесо, законченное сваркой, подвергают по специальной инструкции термической обработке, после которой производят механическую обработку стыков (рис. 73 и 74). Качество сварного соединения и состояние околосшовной зоны шириной не менее 30 мм по каждую сторону от шва проверяют ультразвуком.

using the back-step welding method and subdividing the rim over its height into three or four steps, depending on its height. After the beads are applied by the back-step welding, further welding may be carried out continuously with electrodes of a larger diameter and with a higher current. In the course of welding each bead is to be cleaned carefully from slag. It is recommended also to hammer the weld joints (except for the first four and the last one).

To eliminate weld stresses, the welded runner is subjected to a special thermal treatment in conformity to a special instruction. After that the weld joints are to be machined (Figs. 73 and 74). The quality of weld joints and the condition of the near-weld zone, not less than 30 mm on both sides of the weld, are

В случае выявления мест с дефектами производят вырубку с последующей заваркой и проверкой.

После того как рабочее колесо с помощью бандажных колец или сварки будет соединено в одно целое, на его верхний, а в некоторых конструкциях и на его нижний обод надевают уплотнительные (лабиринтные) кольца, которые чаще всего состоят из двух частей. Эти половинки обычно стягивают приспособлением (рис. 75), а затем сваривают в стыках разъема и, кроме того, еще крепят к ободу болтами, которые затем надежно контрят или приваривают к ободу сваркой. Заваренные на стыках разъема сварные швы зачищают с помощью станка или по шаблону ручной шлифовальной машинкой, а затем проверяют concentricity уплотнительных колец. Проверку concentricity уплотнительных

checked by ultrasonic method. Faulty sections, if detected on the joint, are to be punched out and the joint is to be welded and checked up anew.

After the runner is integrated into a whole with the help of strengthening bands or by welding, sealing (labyrinth) rings are to be fitted on the runner top rim (in some makes — on the runner bottom rim too). Most frequently these sealing rings consist of two parts. The ring halves are usually tightened with the help of a special device (Fig. 75) and then the joints are welded. Besides the sealing rings are bolted to the rim and the bolts are either locked reliably or welded to the rim. The butt welds are trimmed with a grinding machine or a hand grinder and then the concentricity of sealing rings is checked. This check is carried out

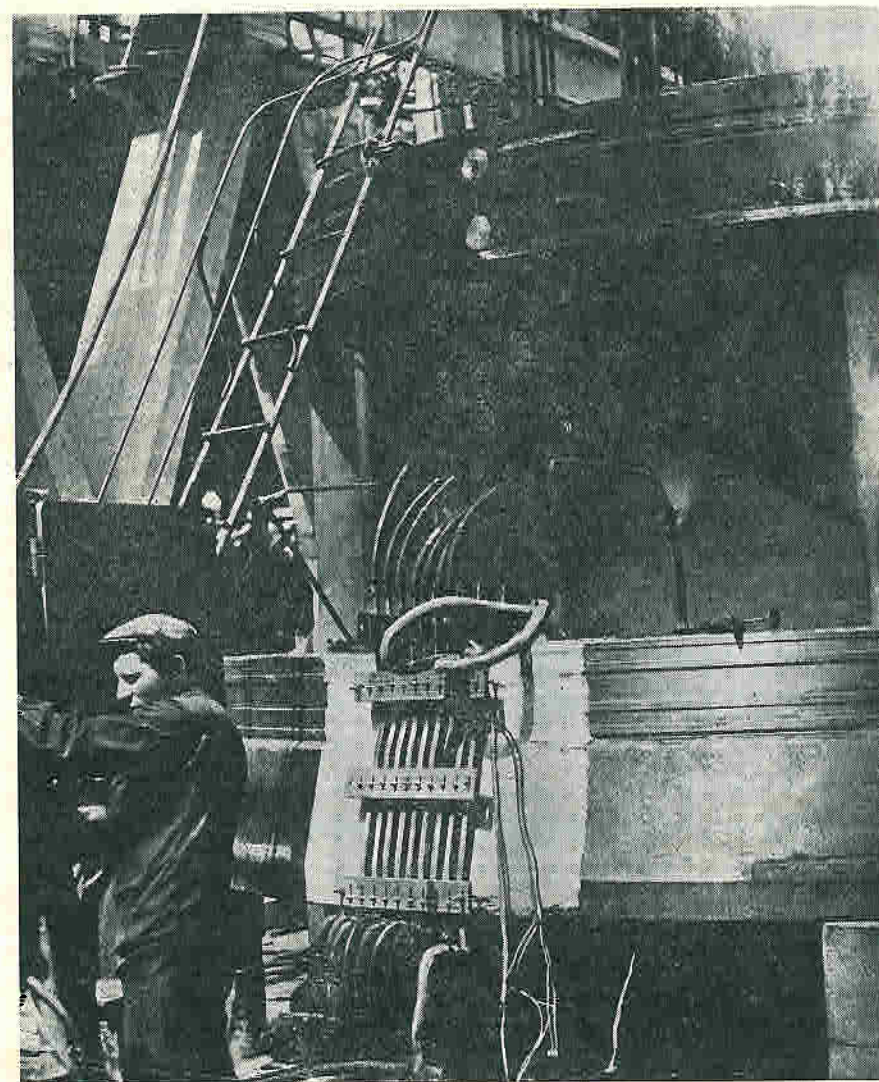


Рис. 73. Термическая обработка индуктором сварного шва рабочего колеса гидротурбины Братской ГЭС

Fig. 73. Heat treatment of runner welds on Bratskaya hydroelectric power plant by means of inductor

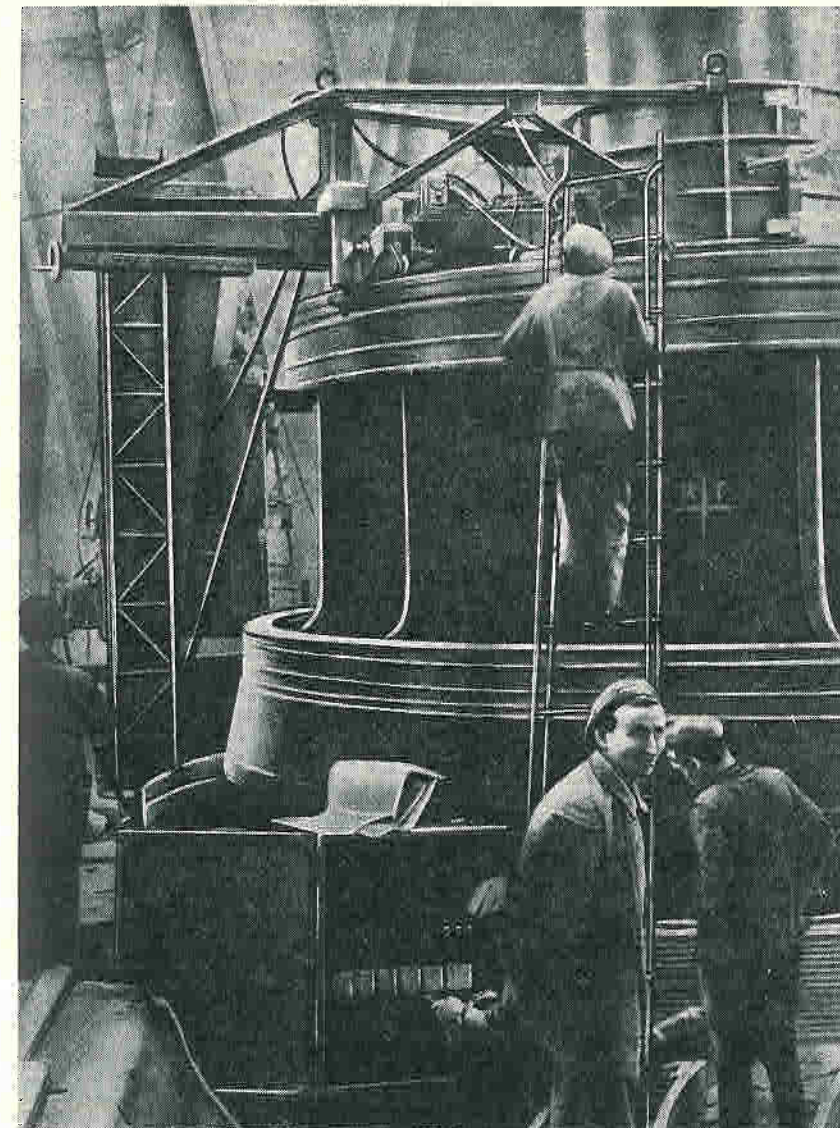


Рис. 74. Механическая обработка сварного шва рабочего колеса гидротурбины Братской ГЭС с помощью специального приспособления с шлифовальной головкой. Этим приспособлением проверяют также concentricity колеса

Fig. 74. Machining of runner welds of hydraulic turbine on Bratskaya hydroelectric power plant by special device with grinding head. This device is also used to check up runner concentricity

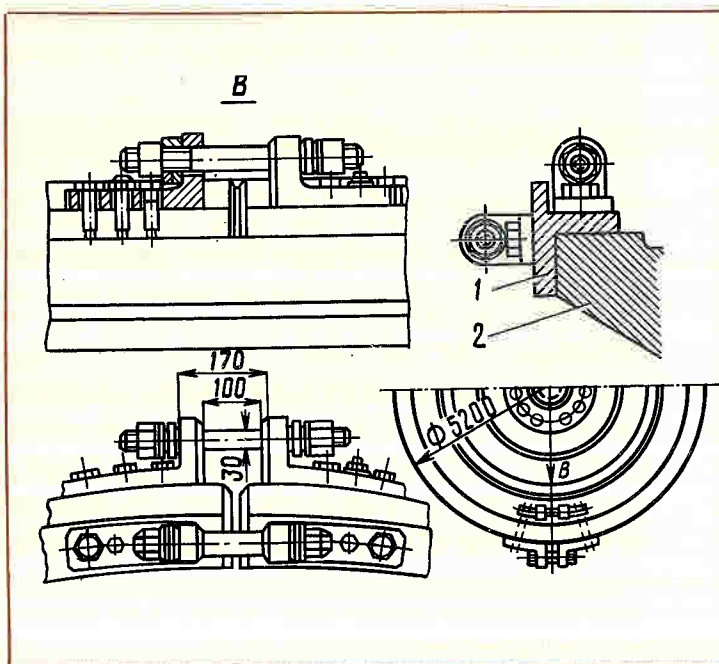


Рис. 75. Приспособление для стягивания перед сваркой половинок лабиринтных колец рабочего колеса:
1 — кольцо лабиринтного уплотнения; 2 — обод рабочего колеса

Fig. 75. Device for tightening the runner labyrinth ring halves before welding:
1 — labyrinth ring; 2 — runner rim

колец производят обычно в два этапа: предварительно — с помощью приспособления и окончательно — путем поворота ротора агрегата на подпятнике. Зазоры между вращающимися и неподвижными уплотнительными кольцами измеряют в восьми равномерно расположенных диаметрально противоположных точках. Приспособление для предварительной проверки concentricity уплотнительных колец можно базировать на расточке в колесе под буртик вала или, что еще лучше, на шейке вала турбины (рис. 74). Кроме того, собранные на монтаже из отдельных частей рабочие колеса должны быть обязательно отбалансированы. Подробно о балансировке рабочих колес сказано ниже (п.3).

Е. СБОРКА РАБОЧИХ КОЛЕС ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН

Технологический процесс сборки рабочих колес поворотного-лопастных гидротурбин делится на четыре части: 1) сборку механизмов поворота, располагаемых внутри втулки; 2) сборку уплотнений лопастей; 3) установку и крепление лопастей и 4) на установку остальных деталей (обтекатель, крышки и т.п.). Первые два процесса зависят от конструкции колес, а вторые два являются общими для колес всех распространенных конструкций.

Рассмотрим сборку механизмов поворота лопастей нескольких современных конструкций рабочих колес, предварительно отметив, что независимо от конструкций механизмов поворота все они должны быть собраны так, чтобы обеспечивался плавный ход поршня сервомотора при развороте лопастей от

usually in two steps: the preliminary check with the help of a special device and the final check by turning the power unit rotor on its thrust bearing. The gaps between the rotating and fixed sealing rings are measured at the ends of four diameters spaced uniformly over the runner circumference. The device for preliminarily checking the sealing rings for concentricity may be installed in the bore for the shaft fillet in the runner, or better on the turbine shaft neck (Fig. 74). Besides, runners assembled of separate parts on the installation site must be balanced out. A detailed description of runners balancing is given below (Section 3).

Е. ASSEMBLY OF ADJUSTABLE-BLADE TURBINE RUNNERS

The process of assembling the adjustable-blade turbine runners can be subdivided into four steps: 1) assembling the blade-operating mechanisms located in the turbine hub; 2) assembling the blade seals; 3) installing and securing the runner blades; 4) installing miscellaneous parts (cowl, covers, etc.). The first two steps are governed by the runner design and the following two steps will be the same for the runners of all the known constructions.

Let us consider an assembly procedure for blade-operating mechanisms of some modern constructions of runners. It should be noted that regardless of construction of the blade-operating mechanism all these

полного открытия до полного закрытия при давлении масла в соответствующих полостях сервомотора не более 2 кгс/см².

Механизм поворота лопастей колес крестовинного типа (рис. 65) собирают на монтажной или другой площадке в различной технологической последовательности. Сборку можно производить с помощью специальных приспособлений, позволяющих обходиться без кантовки втулки, но ниже мы рассмотрим вариант сборки этого механизма с кантовкой втулки рабочего колеса.

Втулку устанавливают на четыре мерные металлические тумбы, прикрепленные к специальной монтажной плите. Ставят втулку так, чтобы ее нижний фланец находился вверх. Рычаги 6, серьги 23 (позиции на рис. 65) и цапфы еще до их сборки в подушцы тщательно очищают от антикоррозионных покрытий, заусенцев и грязи. После этого на сборочной площадке на эксцентричные пальцы рычагов надевают соединенные с проушинами 5 серьги 23, после чего через специальные резьбовые отверстия на серьгах временно раскрепляют последние относительно эксцентричных пальцев рычагов. Затем в имеющееся на рычаге 6 такое же резьбовое отверстие ввертывают длинный рым, к которому раскрепляют сергу с проушиной так, чтобы оси стержня этого рыма и серьги располагались параллельно. Потом каждую такую сочлененную пару стропят за длинный рым и поочередно ставят на место, отмеченное маркировкой. Центрируя предварительно каждый рычаг его отверстием под цапфу относительно расточки под фланец цапфы во втулке 4, каждую сочлененную пару с помощью каких-нибудь крепящих устройств раскрепляют затем в таком положении к нижнему фланцу втулки, находящемуся в данном случае наверху.

Располагая установленными и предварительно отцентрированными рычагами с серьгами и проушинами, можно приступать к заводке цапф лопастей с помощью специального приспособления (рис. 76). Это приспособление представляет собой штангу, на одном конце которой жестко закреплен фланец крепления с цапфой, а на другом — противовес, который можно перемещать по штанге. Приспособление, скрепленное своим фланцем с фланцем цапфы, прицепляют стропом к гаку крана или другого подъемного механизма, причем один конец стропа охватывает штангу около фланца, а другой — около противовеса.

Чтобы можно было регулировать горизонтальность положения оси штанги приспособления, а вместе с ней и оси цапфы, в одну из стропящих ветвей троса встраивают ручную таль или специальное регулировочное устройство в виде талрепа, как это показано на рис. 76. Наличие тали или талрепа облегчает заводку цапф во втулку и в находящийся в ней рычаг.

mechanisms should be assembled so as to provide for a smooth travel of the servomotor piston from full closure up to full opening of blades, the oil pressure in corresponding spaces of the servomotor being not in excess of 2 kgf/cm².

The blade-operating mechanism of cross-head runners (Fig. 65) may be assembled on the assembly floor or on any other ground in various sequences. The assembly can be performed with the help of special devices which make it possible to dispense with the hub canting, but the below description is concerned with assembling this mechanism using runner hub canting.

The hub is placed onto four measuring steel pedestals fixed to a special assembling plate. The hub is placed with its lower flange upwards. Levers 6, links 23 (Ref. Nos on Fig. 65) and stems are to be cleaned carefully from anticorrosive coating, dirt and barbs prior to assembling. Then links 23 connected with lugs 5 are fitted onto the eccentric pins of levers (this operation is performed on the assembly floor) and then the links are temporarily fixed through special threaded holes in them in respect to eccentric pins of the levers. Thereupon, a long lifting bolt is driven into a similar threaded hole in lever 6 and the link with the lug is fixed to the lifting bolt so that the centre lines of the bolt and the link are parallel to each other. Then each such coupled pair is slinged at the long lifting bolt and is placed in turn into its marked design position. Each lever is centred previously in respect to the bore for the flange of stems in hub 4 and each coupled pair is fixed in position with the help of fastenings on the bottom flange of the hub, this flange being in this case on the top.

After the levers with links and lugs are installed and centered, the blade stems can be mounted with the help of a special device (Fig. 76). The device mentioned is a rod provided at one end with a rigidly secured fixing flange with the stem and with a counterweight on the other end; the counterweight can be moved along the rod. The device, with its flange secured to the stem flange, is attached with a sling to the hook of the crane or of some other hoist, one end of the sling embracing the rod near the flange, the other, near the counterweight.

In order to provide for levelling the rod centre line and in this way — the stem centre line, a hand tackle or a special regulating device in the form of

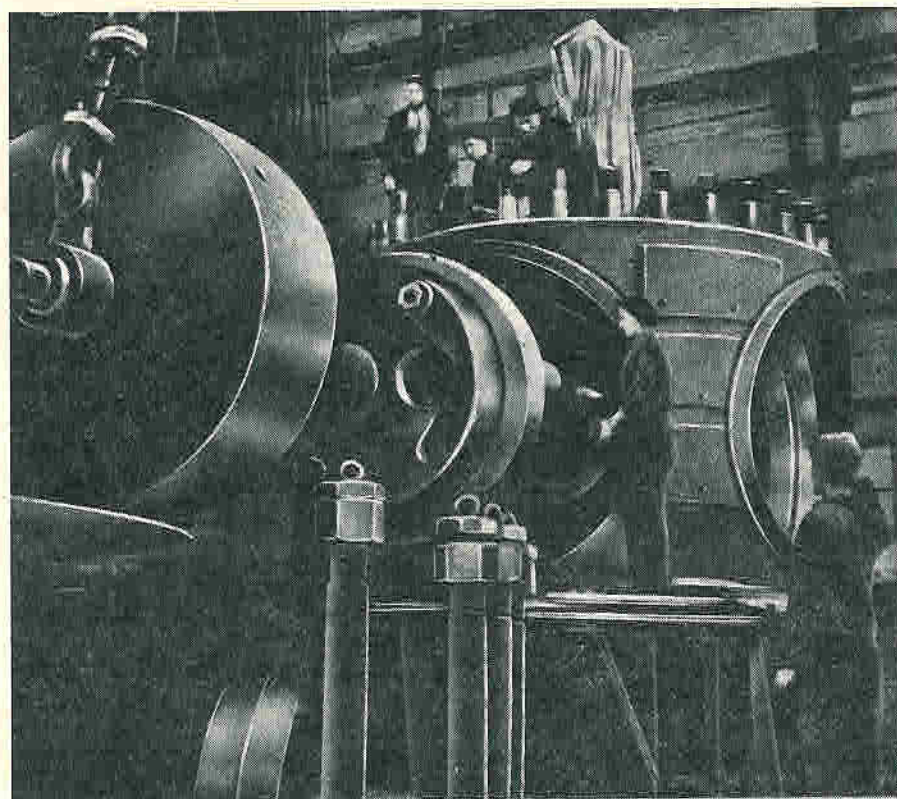


Рис. 76. Установка цапф рабочего колеса с помощью специального приспособления с противовесом

Fig. 76. Assembly of runner stems by special device with counterweight

В установленные таким образом цапфы и рычаги закладывают цилиндрические направляющие шпонки (поз. 21 на рис. 65), после чего с помощью болтов крепления лопастей подтягивают цапфы к рычагам. При посадке цапфы на их рабочие места под головки болтов крепления лопастей подкладывают трубчатые шайбы высотой, равной толщине фланца лопасти.

Потом проверяют зазоры между наружным диаметром фланца цапфы и бронзовым кольцом во втулке колеса, а также зазоры между плоскостями сопряжения цапфы с рычагом и результаты проверки сопоставляют с данными заводского формуляра. После этого на выточку под лопасти ставят защитные заглушки и подготавливают втулку к кантовке ее на 180°. Эта подготовка сводится к снятию раскрепляющих устройств с рычагов, развороту рычагов в положение, когда серьги больше всего утопают во втулке, и раскреплению в таком положении серег с проушинами к фланцу корпуса втулки, с тем чтобы не повредить их в процессе кантовки. Раскантованную на 180° втулку ставят нижним фланцем на тумбы, между которыми по центру установки втулки заранее располагают на четырех домкратах крестовину (поз. 3 на рис. 65).

Высота тумб в этом случае должна быть такой, чтобы имелась возможность опустить шток 16 (рис. 65) в самое нижнее положение и при этом с помощью

a turnbuckle (as shown in Fig. 76) is built into one of the sling runs. A tackle or a turnbuckle facilitates mounting the stems in the hub and in the lever located in the hub.

Cylindrical spline keys (Ref. 21 in Fig. 65) are placed into the stems and levers installed in such a manner and then the stems are screwed up to the levers with the help of blade securing bolts. While placing the stems into their seats tubular washers (the height of which is equal to the blade flange thickness) are placed under the heads of the blade securing bolts.

Then the gaps between the outer diameter of the stem flange and the bronze ring in the runner hub are checked as well as the gaps between the joint planes of the stem and the lever. The results of check are compared against the Manufacturer's certificate data. Thereupon, end caps are fitted on the recess for blades and the hub is prepared for turning through 180°. This preparation consists in removing the fixing elements from the levers, turning the levers so that the links are sunk into the hub, and fixing the links with lugs in this position to the hub housing flange so as to avoid any damage to the links in the course of turning. The hub turned through 180° is placed with its bottom flange onto pillars, between which a cross-head (Ref. No. 3 in Fig. 65) is placed on four jacks, aligned with the hub centre line.

домкратов насадить на него крестовину. После раскрепления втулки к тумбам на ее верхний фланец устанавливают и раскрепляют цилиндр сервомотора (если он не совмещен с корпусом втулки). При этом добиваются совмещения рисок на цилиндре и втулке и совпадения полуотверстий под штифты на цилиндре и втулке.

Чтобы предотвратить вытекание масла из нижней полости сервомотора, между плоскостями сопряжения в специально проточенную канавку закладывают склеенный в кольцо круглый шнур из маслостойкой резины.

Шток сервомотора (поз. 16 на рис. 65) и поршень (поз. 19 на рис. 65) спаривают друг с другом обычно в стороне, над каким-либо проемом. В имеющуюся на штоке кольцевую выточку закладывают две половинки запорного кольца, которые прикрепляют к поршню болтами с контрящими шайбами (или прихватывают электросваркой) и тем самым раскрепляют положение поршня относительно штока. При установке на место этой пары необходимо обращать внимание на то, чтобы поршень строго направлялся по цилиндру и нижний конец штока не упирался во втулку крестовины.

Крестовину (поз. 3 на рис. 65) надевают на шток с помощью установленных под ней четырех домкратов, которыми ее равномерно поднимают по штоку вверх до упора в имеющийся на нем буртик. При этом освобожденные от раскрепляющих устройств серьги с проушинами направляют так, чтобы каждая проушина оказалась строго под отверстием, сделанным для нее на крестовине, что достигается поворотом цапфы вокруг ее оси. При подъеме крестовины внимательно следят за тем, чтобы не создавалось перекоса ее относительно штока.

Крепление крестовины к штоку производят половинками запорного кольца. В конструкциях рабочих колес крестовинного варианта, предусматривающих крепление серег к крестовине непосредственно горизонтальными пальцами, минуя проушины, заводу пальцев в крестовину осуществляют с помощью специального приспособления с противовесом, аналогично применяемому при заводке цапф.

Рассмотренные выше технологические приемы охватывают весь комплекс работ по сборке механизмов поворота лопастей рабочих колес крестовинного варианта. Что касается технологии сборки остальных деталей колеса, то она, как общая для всех колес гидротурбин поворотно-лопастного типа, будет разобрана отдельно.

Сборка механизмов поворота лопастей рабочих колес бескрестовинного типа, каждого из показанных на рис. 66—68, имеет свои особенности. Рассмотрим примерную технологию сборки механизмов поворота колес двух первых исполнений.

Механизм поворота лопастей рабочих колес, показанных на рис. 66, собирают следующим образом.

The height of support pillars in this case is to be sufficient to lower reach rod 16 (Fig. 65) into its lowest position and to fit on it the cross-head with the help of jacks. After the hub is secured on the pillars, the servomotor cylinder is placed and secured on the hub top flange (unless it is aligned with the hub housing). In doing this, marks on the cylinder and on hub, and also holes for studs in the cylinder and in the hub are to be aligned.

In order to prevent leakage of oil from the lower space of the servomotor, a round cord ring of oil-proof rubber is placed between the joints into a special groove.

The servomotor reach rod (Ref. No. 16 in Fig. 65) and the piston (Ref. No. 19 in Fig. 65) are usually coupled outside of the hub assembly, over any aperture. Two halves of the stopper ring are placed into the annular neck journal on the reach rod and these halves are secured to the piston with the help of bolts with safety washers (or tack welded to the piston). In this way the position of the piston in respect to the reach rod is assured. While placing this couple in position, attention should be given that the piston is rigorously aligned along the cylinder and the lower end of the reach rod does not rest on the cross-head hub.

The cross-head (Ref. No. 3 in Fig. 65) is fitted onto the reach rod with the help of four jacks installed under it. The jacks lift the cross-head uniformly along the reach rod until it thrusts against the shoulder on the reach rod. In the action, the links with lugs free from securing elements are guided so that each lug is positioned strictly under the respective bore in the cross-head. This is achieved by rotating the stem about its axis. When hoisting the cross-head attention should be given to avoid misalignment of the cross-head in respect to the reach rod.

The cross-head is secured to the reach rod with the help of stopper rod halves. In runners of the cross-head type, where the links are secured to the cross-head directly with horizontal stud bolts involving no lugs, the stud bolts are brought in the cross-head with the help of a special device with a counterweight similar to that used for bringing-in the stems.

The technology described above includes the entire scope of work on assembling the blade-operating mechanism for cross-head type runners. As for assembling other parts of the runner, this technology will be described separately since it is the same for all runners of adjustable-blade turbines.

The blade-operating mechanisms of runners without cross-heads, shown in Figs. 66 through 68, are to be assembled using a separate procedure for each type of runner. Let us consider a typical procedure for

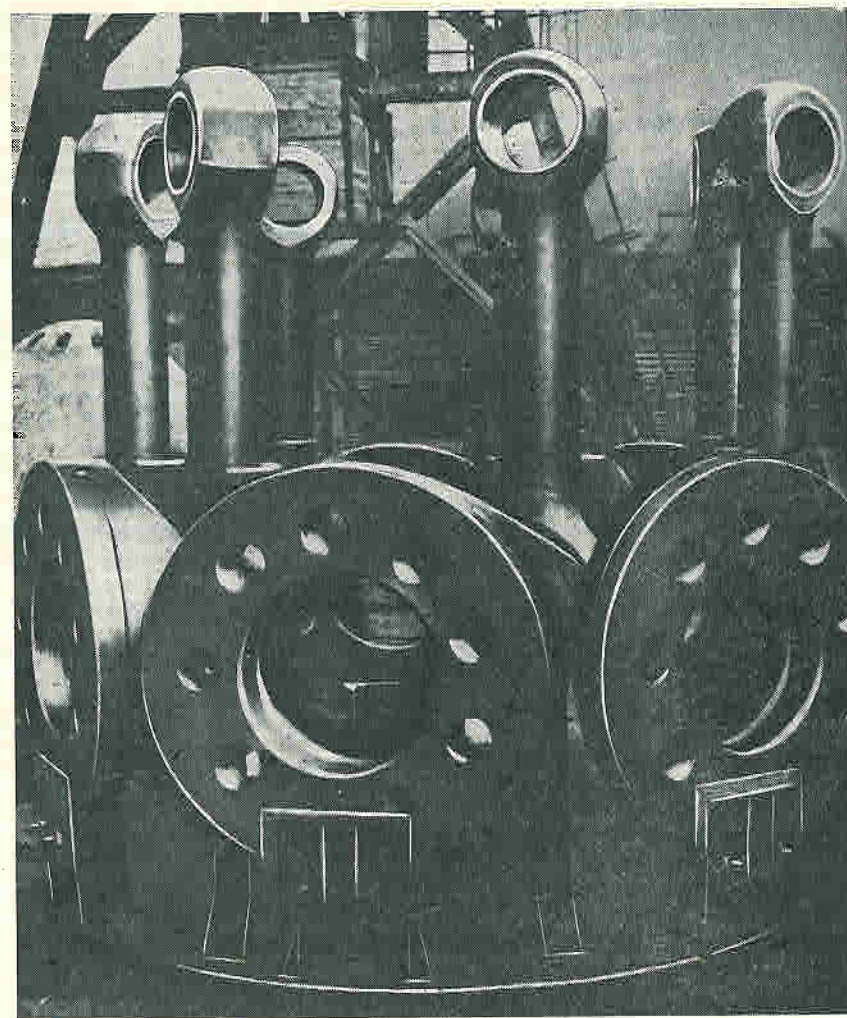


Рис. 77. Установка рычагов с серьгами на специальном сборочном приспособлении

Fig. 77. Installation of levers with links in special assembly rig

На сборочной плите в специальном приспособлении (крестовине) собирают рычаги 3 и серьги 4. Рычаги крепят к приспособлению с помощью специальной вилки (рис. 77), причем так, чтобы плоскость их фланцев была строго отвесной. Под нижние головки серег устанавливают домкраты (по одному на сергу) и с их помощью регулируют положение рычагов и серег при сборке механизма. Проверив правильность выставленных и закрепленных на приспособлении рычагов с серьгами, на сборочную плиту ставят втулку рабочего колеса, предварительно защитив от возможных задилов фланцы рычагов листами прессишпана (рис. 78). Втулку ставят на плиту несколько выше проектного положения рычагов, чтобы при заводке цапф нужно было поднимать домкратами только рычаги с серьгами.

Установив цапфы на штифты способом, разобранным выше, и раскрепив их болтами, приступают к установке поршня сервомотора 2 (рис. 66). Поршень сервомотора тщательно центрируют относительно серег 4 и цилиндра 1 так, чтобы при посадке не произошло задилов. Стаканы 6 устанавливают на

assembling the blade-operating mechanisms of the first two types of runners shown in Figs 66—68.

The blade-operating mechanism of runners shown in Fig. 66 is assembled in the following way. Levers 3 and links 4 are mounted together on an erection slab in a special device (centrepiece). The levers are secured to this device with the help of a special yoke (Fig. 77), the plane of their flanges being strictly vertical. Jacks are installed under the bottom heads of the links (one jack per link) to adjust the position of the levers and links during assembly. On checking the position of all the levers and links placed and secured on the device, the runner hub is mounted on the erection slab. The lever flanges are to be protected against possible scratches by press-board sheets (Fig. 78). The hub is placed on the erection slab somewhat above the design position of the levers so that when bringing-in the stems only levers with links are hoisted by the jacks.

After the stems are mounted and bolted as described above, the piston of servomotor 2 is installed (Fig. 66).

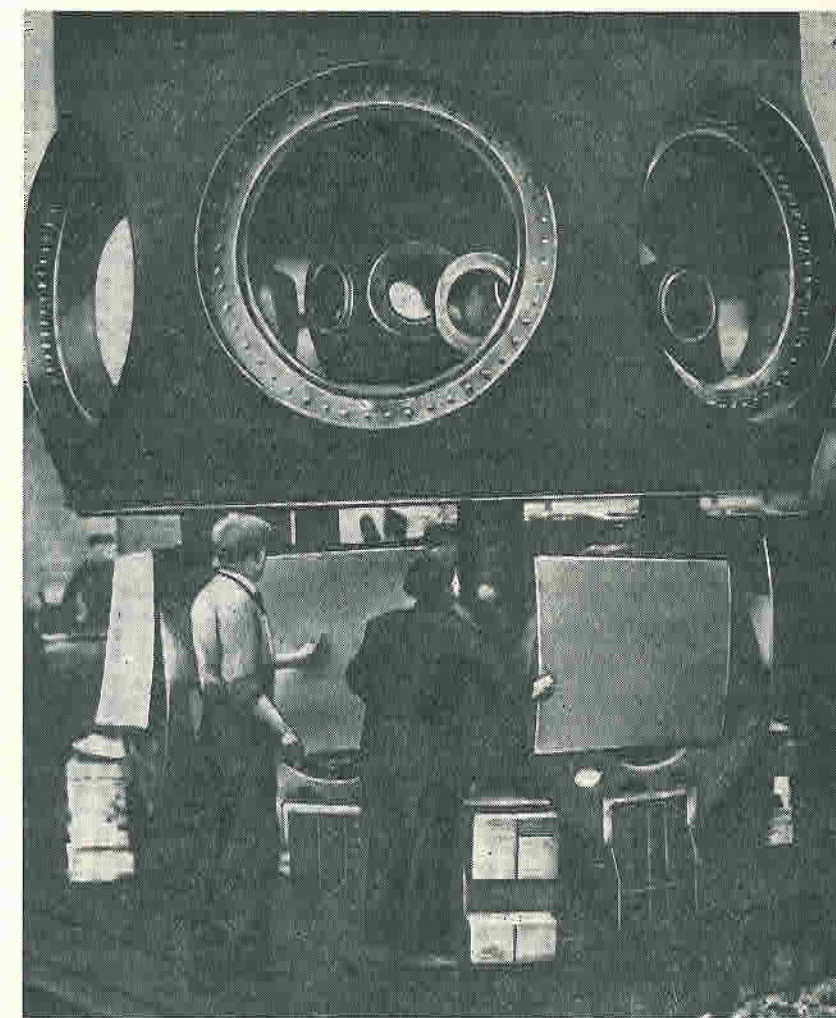


Рис. 78. Установка втулки рабочего колеса бескрестовинного типа на сборочную плиту с закрепленными на приспособлении рычагами

Fig. 78. Installation of runner hub of bracketless type on assembly floor with bracing by levers

поршень с уплотнительной прокладкой, а крепление их болтами к поршню производят после заводки пальцев 5, положение которых фиксируют специальной кольцевой пружиной, находящейся с торца пальца.

Выполнив эти работы, монтируют шток сервомотора рабочего колеса. На этом собственно и заканчивается сборка рабочих механизмов рабочего колеса, представленного на рис. 66.

Все эти работы можно выполнять на любой сборочной площадке, оборудованной соответствующей сборочной плитой и достаточно мощными грузоподъемными механизмами, так как такой укрупненный блок нетрудно подать на монтажную площадку для окончательной сборки колеса — надо иметь лишь утяжеленные платформы.

Порядок сборки механизмов поворота лопастей бескрестовинного рабочего колеса, показанного на рис. 67, несколько отличается от только что рассмотренного и сводится в основном к следующему: втулку 1 рабочего колеса кантуют в рабочее положение и ставят нижним фланцем на четыре мерные

The servomotor piston is to be carefully centred in respect to links 4 and cylinder 1 so as to avoid scratches when fitting-on the piston. Sleeves 6 are installed on the piston with a sealing gasket and bolted to the piston after bringing-in pins 5, their position being checked with the help of a special ring spring located at the pin butt end.

These operations completed, the runner servomotor reach rod is mounted, this being in fact the last assembly operation for the blade-operating mechanism of the runner presented in Fig. 66.

All these operations can be performed at any assembly floor equipped with a corresponding erection slab and hoisting mechanisms of adequate lifting capacity since such an assembly can be conveyed to the assembly floor for the final assembly of the runner without difficulty — only heavy platforms are to be provided.

The sequence of assembling the blade-operating mechanism of a runner without a cross-head shown

тумбы на сборочной плите. В этом случае все рычаги 2 с серьгами 4 нельзя заранее выставить на приспособление, как это было показано на рис. 66, так как здесь в отличие от рассмотренного на рис. 66 рабочего колеса, диаметр внутренней расточки низа втулки меньше диаметра окружности, на которой расположены периферийные грани рычагов с серьгами. Поэтому в данном случае каждую пару, состоящую из рычага 2 и серьги 4 с пальцем 5, собирают в стороне от втулки. Затем эту пару подвозят на специальной ручной тележке под втулку и за рым, ввернутый в рычаг, подвешивают стропом на кран. Серьга при этом опускается отвесно вниз. После того как кран поднимет рычаг, его перестрапливают на ручную таль, закрепленную на балке, на верхнем фланце втулки. Затем устанавливают и раскрепляют уже известным нам способом цапфу лопасти.

Закрепив таким образом поочередно все рычаги с серьгами и цапфы на пальцы серж, находящиеся еще внизу, надевают специальные запорные кольца, препятствующие перемещению пальцев вдоль своих осей. Через имеющиеся на этих кольцах отверстия пропускают трос и поочередно подтягивают серьги краном в верхнее вертикальное положение, устанавливая при этом под низ каждой серьги домкраты, тумбы или просто деревянные бруски. Как только все серьги будут находиться в верхнем вертикальном положении и под ними будут тумбы, с пальцев снимают запорные кольца и на пальцы надевают цилиндрические проушины. Эти проушины имеют снизу каналы, что позволяет, надев проушину на палец и повернув ее на 90° , фиксировать палец относительно проушины.

Поршень сервомотора монтируют способом, рассмотренным ранее. Особое внимание уделяют при этом тому, чтобы фиксаторы на цилиндрических проушинах хорошо входили в гнезда (сверления) на поршне, так как это предотвращает разворот проушин. После крепления проушин к поршню устанавливают шток сервомотора рабочего колеса. На этом и заканчивается сборка механизма поворота лопастей рабочего колеса данного типа.

Если уплотнения лопастей находятся под фланцами лопастей, то лопасти устанавливают после сборки и регулировки уплотнений. Если же уплотнения — съемные (наружные), то лопасти устанавливают до монтажа уплотнений. В том и другом случаях порядок работ по монтажу лопастей одинаков и сводится в основном к следующему.

Втулка рабочего колеса с собранными механизмами разворота лопастей в своем рабочем положении находится на монтажных тумбах на сборочной плите. Лопасть с помощью специальных рывков, один из которых — на ее наружном фланце, а два — на пере, подвешивают тросом на кран (рис. 79). При этом в ветви троса, идущие от гака крана к

in Fig. 67, differs from that above-described and is reduced to the following operations: hub 1 of the runner is tilted into the work position and placed with its bottom flange onto four measuring pillar supports on the erection slab. In this case all levers 2 with links 4 cannot be placed beforehand onto the device as it has been shown in Fig. 66, since, unlike the runner shown in Fig. 66, the diameter of the inner bore of the hub bottom is less than the diameter of the circle in which the peripheral faces of levers with links are arranged. For this reason, each couple consisting of lever 2 and link 4, with pin 5 is assembled aside from the hub. Then this couple is conveyed on a special hand-operated bogie under the hub and is suspended with a sling through a lifting bolt screwed in the lever from the crane. The link drops vertically downwards as this takes place. After the crane lifts the lever, the latter is re-slinged on the hand tackle secured to a beam, above the top flange of the hub. Then the blade stem is mounted and secured by the method already known.

After all the levers with links and stems are secured special stopper rings are put on the pins of the links which are still below so as to prevent axial displacement of the pins. A cable is passed through the holes provided in these rings and the links are in turn raised into their upper vertical position; in doing this jacks, pillars or wooden bars are placed under each link. As soon as all the links are in the upper vertical position, with pillars placed under them, stopper rings are removed from the pins and cylindrical lugs are fitted onto the pins. These lugs are provided with grooves at the bottom of this enabling fixation of the pin in respect to the lug, by fitting the lug onto the pin and turning it through 90° .

The servomotor piston is mounted as described earlier. Special attention is to be given to assure that stops on cylindrical lugs fit well into the bores on the piston because this prevents turning of the lugs. After the lugs are secured to the piston, the reach rod of the runner servomotor is installed. By this operation the assembly of the blade-operating mechanism of runners of this type is finished.

In case the seals of blades are located under the blade flanges, the blades are installed after mounting and adjusting the seals. In case of removable (outside) seals the blades are installed prior to mounting the seals. In both cases the sequence of operations on the blades is the same and amounts to the following.

The runner hub with the blade-operating mechanism mounted is installed in its working position on erection pillars on the erection slab. With the help of special lifting bolts (one of them on the blade outside flange and two others, on the blade) the blade is suspended on a cable from the crane (Fig. 79). In this case, the legs of the cable running from the crane hook to the

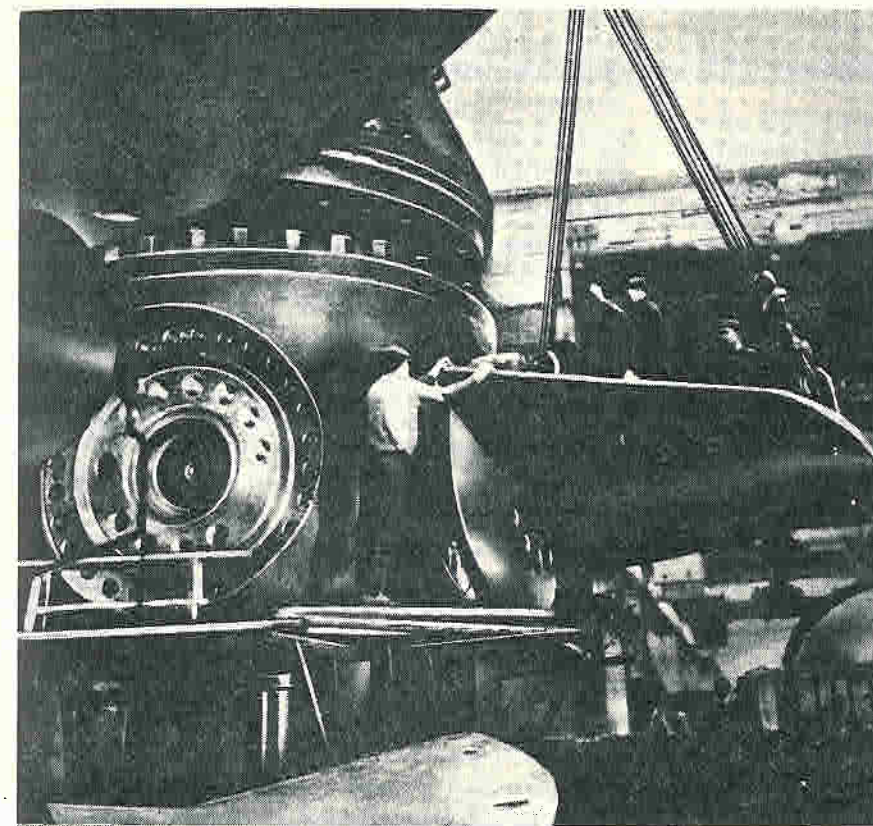


Рис. 79. Установка лопастей рабочего колеса

Fig. 79. Assembly of runner blades

рымам, расположенным на пере лопасти, встраивают по одной ручной тали или по одному талрепу, а рым на фланце соединяют с гаком тросом без этих регулирующих устройств. Наличие регулирующих устройств обеспечивает в процессе установки лопастей тщательную регулировку и центрирование лопастей относительно корпуса и относительно цилиндрических шпонок, заранее заложенных в цапфы, находящиеся в положении, соответствующем полному закрытию лопастей.

Лопасть после ее центрирования по расточке во втулке, по цилиндрической шпонке и по отвесности ее опорного фланца заводят в гнездо. При этом окончательную посадку лопасти в выточку производят с помощью четырех-шести постоянных болтов крепления лопастей. Прилегание фланца лопасти к цапфе считается достаточно плотным, если между их плоскостями сопряжения не проходит щуп 0,03 мм. Замер щупом производится через свободные от болтов отверстия крепления лопастей.

Убедившись в хорошем прилегании плоскостей сопряжения, устанавливают все остальные болты крепления, затягивая их равномерно с крестообразным чередованием. Чтобы предотвратить протечки через болт, под его головку закладывают уплотнительные медные кольца из круглой маслостойкой резины. Затягивать болты крепления можно руч-

lifting bolts on the blade are provided with one hand-operated tackle or one turnbuckle and the lifting bolt on the blade flange is connected with the crane hook without these regulating members. The regulating members provide for careful adjustment and centring of blades in respect to the hub housing and in respect to cylindrical keys placed beforehand into the stems which are in a position corresponding to a full closure of the blades.

After centring the blade in respect to the bore in the hub, to the cylindrical key and to the vertical position of the blade support flange, the blade is brought into the bore. A final fitting of the blade into the bore is performed with the help of four to six permanent blade securing bolts. A blade flange may be considered tightly fitted to the stem if a clearance gauge, 0.03 mm thick, cannot be inserted between the joint surfaces. The clearance is measured with the help of a clearance-gauge through the bolt holes free from bolts.

Having made sure that the joint surfaces are tightly fitted, all remaining securing bolts are installed and tightened up uniformly, on opposite ends of diameters of the flange, and alternating the diameters in the cross-like sequence. To prevent leakage through the bolts, copper or oil-proof rubber sealing rings are placed under the bolt heads. The securing bolts may be tightened with a manual box wrench applying to

ным накидным ключом, прикладывая к рукоятке ключа либо ударную силу, либо усилие от крана (последнее — через динамометр). Возможна также затяжка механическими, гидравлическими и пневмогидравлическими ключами.

Независимо от способа затяжки, усилия при этом не должны вызывать напряжения в болтах, превышающие предусмотренные проектом, что контролируется величиной относительного удлинения в болтах после их окончательной затяжки. Относительное удлинение измеряют по стержню, расположенному в отверстии, сделанном в центральной части каждого болта. В последнее время стали широко применять термическую затяжку. При этом способе все болты крепления лопасти, за исключением двух, противоположно расположенных (один сверху и один снизу), ввертывают согласно маркировке в их отверстия. Болты завертывают так, чтобы опорная плоскость их головок, за исключением ранее установленных при навеске лопастей, пока еще не соприкасалась с выточкой на фланце. Затем индикаторным глубиномером измеряют глубину отверстия в этих ненагруженных болтах — от верхней плоскости головки болта до головки стержня. После замера глубины отверстия все свободные болты равномерно обтягивают ключом, прикладывая к его плечу длиной 500 мм ударную нагрузку в 12 кгс. Убедившись в отсутствии зазоров между сопрягающимися плоскостями (замеры производят через два свободных отверстия), устанавливают и так же затягивают два остальных болта.

После затяжки всех болтов вновь проверяют глубину отверстий в них и если в некоторых из них обнаружится удлинение, то это учитывается впоследствии при установке шаблона для разметки положения головок болтов. Затем с помощью шаблона наносят риски на фланце и гранях болтов с учетом требуемого расчетом поворота каждого болта, при котором обеспечивается расчетное напряжение. Выполнив разметку всех болтов, их поочередно с противоположных сторон затягивают окончательно. Предварительно болты подогревают, причем перед подогревом их отвертывают на один оборот, а под головку укладывают шнуровой или листовой асбест. Нагрев производят с торца головки бензорезом или другой газовой горелкой до температуры 550—600°C, замеренной на глубине слоя 8—10 мм от поверхности. Нагревают постепенно, так чтобы время нагрева составляло не менее 15 мин. При этом с помощью термопары и гальванометра или термокарандаша следят за тем, чтобы температура у корня шестигранника головки не превышала 350—400°C. При прекращении нагрева дается 15-минутная выдержка, после которой болт завертывают до совмещения намеченных на головке и фланце рисок.

Удлинение болтов измеряют после их полного остывания. Величиной фактического удлинения каждого болта считается разность замеров, произведенных после и до затяжки болта. Величина допусти-

the wrench arm either the strength of blow or the crane force (the crane force is to be applied through a dynamometer). The bolts can be also tightened with the help of power wrenches or wrenches with hydraulic or pneumatic-hydraulic drives.

Irrespective of the method of bolts tightening forces applied in doing this shall not cause stresses in the bolts in excess of design values. This is checked by measuring relative elongation of bolts after they are tightened up. Relative elongation is measured on a rod placed in the axial bore in each bolt. Recently the thermal method of tightening has found wide application. In this method all the bolts used for securing the blade, except for two bolts on the opposite end of the vertical diameter (one top bolt and one bottom bolt), are screwed into their respective holes, according to marking. The bolts are to be driven in so that the supporting surfaces of their heads, except for bolts placed earlier when placing the blade on the stem, are not in contact with the recess on the flange. Then, with the help of an indicating depth gauge, the depth of the bore in these not tightened bolts is measured — from the top plane of the bolt head to the rod head. On measuring the bore depth all the free bolts are uniformly tightened with a wrench using the force of blow of 12 kgf and applying this force to the wrench arm 500 mm long. Checking that no clearances are present between the joint surfaces (measurements are performed through two free holes), the two remaining bolts are placed and tightened in the same way.

On tightening all the bolts, the depth of bores in bolts is checked again and in case elongation is revealed in some of them it is to be accounted for later on, when installing the templet for marking out location of the bolt heads. Then, using a templet, marks are made on the faces of the flange and bolt heads taking into account the design turning of each bolt at which the design stress is ensured. After marking each bolt, the bolts are completely tightened up in turn at two opposite ends of the diameter. The bolts are preheated; before preheating they are loosened one turn and under the bolt head asbestos cord or sheet asbestos is placed. The bolt is heated from the butt end of the head using an oxy-gasoline cutting torch or some other gas burners up to a temperature of 550 to 600°C as measured at the depth of 8 to 10 mm from the surface. Heating is to be performed gradually within not less than 15 minutes. In doing this care must be taken to ensure that the temperature at the root of the hexagonal bolt head is not in excess of 350 to 400°C. The temperature is checked with the help of a thermocouple and a galvanometer or a temperature detector. After heating is ceased, the bolt is allowed to cool down for 15 minutes and then it is screwed up to the coincidence of marks made on the bolt head and flange.

мого удлинения зависит как от длины болтов, так и от материала, из которого они изготовлены. Абсолютное значение в каждом отдельном случае должно определяться, исходя из принятых проектом напряжений в болтах. Оно может быть подсчитано по величине относительного удлинения $\delta = \sigma E$, где σ — допустимое расчетом напряжение в болтах, кгс/см²; E — модуль упругости; для стали $E = 2,10 \times 10^6$ кгс/см².

Подсчитав величину относительного удлинения, можно определить абсолютное значение требуемого удлинения болта. Для этого надо полученную величину умножить на длину болта, включая половину высоты гайки.

Применяется также холодная затяжка болтов по углу их поворота. Этот способ сводится к следующему: болты предварительно затягивают и проверяют совершенно так же, как и при термической затяжке. Затем размечают риски с учетом требуемого поворота каждого болта при его окончательной затяжке. После этого затягивают болты с помощью крана или механизированным ключом до совмещения рисок на головке болта и на фланце лопасти. Угол поворота болта задают на основании экспериментальных данных, полученных на этом рабочем колесе по замерам относительного удлинения. После затяжки всех болтов крепления лопастей в выточки, сделанные на лопастях под головки болтов, вваривают заглушки из листовой стали или забивают дубовые пробки, наружный конец которых обрабатывают заподлицо с наружной поверхностью фланца лопасти.

Уплотнения лопастей рабочих колес, о которых говорилось в п. В настоящего параграфа, не должны пропускать масло. Это зависит не только от конструкции, но и от качества сборки при монтаже. Поэтому установка и регулировка уплотнений требуют особой тщательности и большого навыка исполнителя.

Уплотнение под фланцем лопасти (рис. 69, а) собирают в следующем порядке. Прибывшее на строительство собранное уплотнение тщательно осматривают, вплоть до разборки отдельных пружинных и уплотняющих колец. Только после того, как будет полная уверенность в том, что кольца не повреждены, их можно ставить на корпус рабочего колеса. При регулировке уплотнений следует особое внимание обращать на равномерность натяга гаек на шпильках (поз. 2 на рис. 69, а). При этом уплотнение должно быть отрегулировано так, чтобы после установки лопасти был обеспечен натяг бронзового пружинного кольца (поз. 5 на рис. 69, а) примерно в 4—5 мм, чтобы высота уплотнения, замеренная от фланца втулки до наружной поверхности кожного кольца, была на 4—5 мм больше соответствующего зазора между втулкой и лопастью. После установки уплотнений и до навески лопастей необходимо проверить высоту всех шпилек крепления уплотнения и глубину соответствующей выточки на

Elongation of bolts is measured after they are cooled completely. The difference in dimensions measured after the bolt tightening and prior to it is considered to be the value of the actual elongation of each bolt. The value of permissible elongation of the bolt is governed by the length of bolts and by their material. In each individual case the absolute value of elongation should be determined proceeding from the design stresses in the bolts. It can be calculated from the value of the relative elongation $\delta = \sigma E$, where σ is the design allowable stress in the bolts, in kgf/cm², E is the elasticity modulus (for steel $E = 2.10 \cdot 10^6$ kgf/cm²).

On determining the value of relative elongation the absolute value of required elongation of each bolt can be found. To this end, the value obtained is to be multiplied by the length of the bolt including a half of the nut height.

Cold tightening of bolts according to the angle of bolt turning is also used. This method consists in the following: the bolts are previously tightened and checked in the same way as in the case of thermal tightening. Then marks are made, with consideration of the required turn of each bolt when tightening it finally. Then the bolts are tightened with the help of a crane or a power wrench, up to the coincidence of marks on the bolt head and on the blade flange. The turn angle of the bolt is specified on the basis of experimental data obtained at this runner when measuring relative elongation. On tightening all the bolts securing the blades, sheet steel end caps are welded into the bores made on the blades for the bolt heads or oak plugs are forced in and the outer ends of plugs are trimmed flush with the outside surface of the blade flange.

The runner blade seals which have been mentioned in Subsection C of this Section are to be oil-tight. This depends not only on the runner design but also on the quality of erection work. For this reason, installation and adjustment of seals require special care and great skill from the mounters.

The seal under the blade flange (Fig. 69, a) is assembled as follows. On delivery to the project site the assembled seal is inspected carefully, sometimes involving the dismantling of individual snap and seal rings. Only after making sure that the rings are in good working condition they may be installed in the runner. While adjusting the seal, special attention should be given to the uniformity of tightening the nuts on stud bolts (Ref. No. 12 in Fig. 69, a). In doing this, the seal is to be adjusted so that after the blade is installed, the negative allowance of the bronze snap ring (Ref. No. 5 in Fig. 69 a) is about 4 or 5 mm and that the height of the seal measured from the hub flange up to the outside surface of the leather ring is 4 or 5 mm greater than the corresponding gap between the hub and the blade. After the seals

фланце лопастей, чтобы убедиться в наличии необходимого зазора.

Наружное уплотнение (рис. 69, б) собирают одновременно с установкой лопастей. Начинают с того, что прижимные пружины 4 устанавливают в гнезда, расположенные по кольцу, после чего подвешивают на специальные цилиндрические штифты внутреннее нажимное кольцо 3. Эти штифты фиксируют положение кольца 3 относительно втулки рабочего колеса во время сборки. Затем в порядке, уже рассмотренном выше, монтируют лопасть с навешенным на нее уплотнительным резиновым кольцом 2.

Когда лопасти поставлены, через резьбовое отверстие 5 специальными болтами отжимают внутреннее нажимное кольцо 3, сжимающее пружины 4, что позволяет установить в гнездо уплотнительное резиновое кольцо 2, которое затем прижимают наружным нажимным кольцом 1. После этого находящиеся в резьбовых отверстиях 5 временные отжимные болты вывертывают, а отверстия 5 заваривают заглушками. На этом и заканчивается сборка наружных уплотнений; никакой регулировки их не требуется. Эксплуатационные качества этих уплотнений вполне хороши.

Днище рабочих колес при наличии на сборочной площадке двух или более мест для сборки обычно заранее ставят на тумбы резервного места, куда затем подносят рабочее колесо, чтобы присоединить к нему болтами днища. Если же на монтажной площадке имеется только один стенд для сборки рабочего колеса, то собранное рабочее колесо с помощью подъемного приспособления и крышки, используемой специально для переноски, поднимают и отвозят в сторону одним из кранов и, пока оно держится на весу, другим краном устанавливают днище на тумбы или на специальный монтажный стенд. Затем рабочее колесо подвозят к стенду, где к нему болтами прикрепляют днище. Чтобы предотвратить протечки, между сопрягаемыми плоскостями втулки рабочего колеса и днища закладывают уплотнительное кольцо из круглой маслостойкой резины.

Ж. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ ИСПЫТАНИЕ РАБОЧИХ КОЛЕС

Все рабочие колеса поворотного-лопастного гидротурбин после сборки их на сборочной площадке ГЭС подвергают гидравлическому испытанию испытательным давлением в течение 24 ч при температуре рабочего колеса, а следовательно, и масла, не ниже 10°C. Это делают, чтобы убедиться в отсутствии протечек в местах сопряжения фланцев и через уплотнения лопастей. Испытательное давление

are installed and the blades are brought into the hub and secured, the height of all the stud bolts securing the seal and the depth of the corresponding bore in the blade flange are to be checked in order to be sure that the appropriate clearance is available.

The outside seal (Fig. 69, b) is assembled simultaneously with the installation of the blades. This operation is started with placing hold-down springs 4 into their seats arranged around the circle and then internal hold-down ring 3 is suspended from special cylindrical pins. These pins fix ring 3 in position in respect to the runner hub during assembling. Then the blade with rubber sealing ring 2 suspended from it is mounted as described above.

After installation of blades inside hold-down ring 3 compressing springs 4 is pulled off with the help of special bolts through threaded hole 5. This enables placing into the seat sealing rubber ring 2 which is then pressed with the help of outside hold-down ring 1. Then temporary puller bolts inserted in threaded holes 5 are screwed out and holes 5 are welded up with dead ends. At this stage assembling of outer seals is finished; no adjustment is required. The operational properties of these seals are quite good.

The runner bottom provided two or more free places for assembling are available in the erection bay, is usually placed on pillar supports beforehand in case a vacant area is provided on the assembly floor for two or more places. Then the runner is delivered to be bolted to the bottom. In case only one stand for runner erection is available on the assembly floor, the assembled runner is hoisted with the help of a lifting device and a special handling cover and carried aside by one of the cranes. While the runner is held by the crane, another crane puts the bottom on the pillar supports or onto a special erection stand. Then the runner is carried to the stand and bolted to the bottom to prevent leakages, a sealing ring of round oil-proof rubber is placed at the joints between the runner hub and the bottom.

G. HYDRAULIC TEST OF RUNNERS

All the runners of adjustable-blade hydraulic turbines after being assembled on the hydroelectric plant assembly bay are subjected to hydraulic test at a test pressure applied within 24 hours, the runner temperature (and hence the oil temperature) being not less than 10°C. These tests are necessary to make sure that no oil leakages occur through flange joints and blade seals. The test pressure is usually to be equal to the

обычно берут равным тройной высоте масляного столба, считая от нижней полости масла во втулке рабочего колеса до ванны маслоприемника. Испытание производят до установки нижнего конуса, что позволяет визуально наблюдать за протечками, которые могут быть в местах сопряжения днища со втулкой.

Перед гидравлическим испытанием крышку рабочего колеса устанавливают на втулку с соответствующим уплотнением, и имеющиеся в ней отверстия под болты крепления заглушают. Щель между штоком и крышкой заделывают специальным приспособлением с нажимным кольцом и резиновым шнуром. Масло во втулку заливают через вентиль, расположенный в днище рабочего колеса. Масло подают из цистерны или из маслохозяйства насосом через фильтр-пресс. При этом надо обеспечить выпуск воздуха, вытесняемого маслом из полости втулки. Для этой цели служит вентиль, ввернутый в резьбовое отверстие, расположенное в верхней части втулки колеса. Как только втулка полностью заполняется маслом, верхний вентиль закрывается и насос отключается, а вместо него включается гидропресс с ручным или моторным приводом, с помощью которого создается в полости втулки требуемое испытательное давление. При этом положение лопастей изменяют от полностью открытого до полностью закрытого, причем в каждом из трех положений (открытом, среднем и закрытом) колесо выдерживают по 8 ч.

Рабочее колесо считается выдержавшим гидравлическое испытание, если при этом не будет протечек масла между неподвижными соединениями, а суточные протечки через уплотнения каждой лопасти не превысят следующих величин, определенных техническими условиями на монтаж гидроагрегатов:

Диаметр рабочего колеса, мм.....	До 3000	3000—5000	5000—7200	7200—9300
Количество вытекшего масла, л.....	0,10	0,15	0,18	0,20

З. ЗАБАЛАНСИРОВКА РАБОЧИХ КОЛЕС

Для предотвращения чрезмерной вибрации ротора гидротурбины необходимо, чтобы масса рабочего колеса при его вращении была уравновешена. С этой целью все рабочие колеса гидротурбин подвергаются статической балансировке, производимой либо в процессе их изготовления на заводе, либо в процессе их монтажа на гидроэлектростанциях. Рабочие колеса поворотного-лопастного гидротурбин проходят на заводе контрольную сборку, при которой и производится их статическая балансировка. Также на заводе балансируют и цельные колеса радиально-

triple height of the oil column (this height measured from the lowest oil space in the runner hub up to the oil supply head bath). The test is carried out prior to installing the lower cone so as to provide for visual control of leaks which may occur at the joints between the runner bottom and hub.

Prior to hydraulic tests, the runner cover is placed onto the hub with a corresponding seal. The bolt holes in the turbine cover are plugged. The slit between the reach rod and the cover is sealed with the help of a special device comprising a pressure ring and a rubber cord. Oil is poured into the hub through a valve arranged in the runner bottom. Oil is supplied from a tank car or from hydroelectric plant oil facilities using a pump and a pressure filter. Air displaced by oil from the space in the hub should be discharged. For this purpose a valve screwed into a threaded bore in the upper part of the runner hub is provided. As soon as the hub is completely filled with oil, the upper valve is closed and the oil is shut off. Instead of the oil pump a manually operated or powered hydraulic press is switched on and with the help of this press the required test pressure is built up and maintained. In the process the position of blades is varied from full opening to full closure and in each of the three positions (full opening, intermediate and full closure) the runner is held at the test pressure within 8 hours.

The runner may be considered as passed hydraulic tests in case no oil leak occurs at immobile joints and the daily rates of leaks through seals of each blade are not in excess of the following values preset by specifications for erection of hydraulic turbines and generators:

Runner diameter, mm ...	Up to 3,000	3,000—5,000	5,000—7,200	7,200—9,300
Amount of oil escaped, litres ...	0.10	0.15	0.18	0.20

H. RUNNER BALANCING

In order to prevent excessive vibration of the hydraulic turbine rotating parts it is necessary to counterbalance the mass of the rotating runner. For this purpose all the runners of hydraulic turbines are subjected to static balancing performed either in the process of the turbine manufacturing at the manufacturing plant or during erection of turbines at hydroelectric plants. The runners of adjustable-blade turbines are subjected to control assembly at the manufacturing plant and their static balancing is performed during

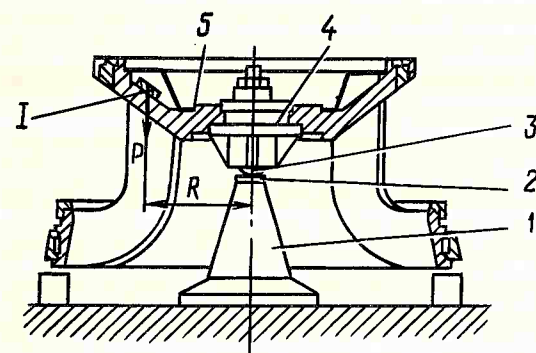


Рис. 80. Балансировка рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины:
I — добавочный груз

Fig. 80. Balancing of radial-axial turbine runner:
I — additional weight

осевых гидротурбин. Колеса же радиально-осевых гидротурбин, соединяемые на монтаже из отдельных частей с помощью сварки, крепления бандажными или другими крепящими устройствами, балансируют на месте монтажа, для чего пользуются специальным приспособлением, присылаемым заводом-изготовителем гидротурбин. Балансировочное приспособление для крупных гидротурбин представляет собой устройство, состоящее из опорной тумбы I с опорной стальной, закаленной и шлифованной плитой 2 и шара (или полушара) 3, встроенного в конструкцию 4, прикрепляемую к рабочему колесу 5 во время его балансировки (рис. 80).

Чтобы обеспечить устойчивое положение рабочего колеса во время балансировки, приспособление делают с таким расчетом, чтобы при установке на него рабочего колеса центр тяжести последнего располагался несколько ниже центра шара. Кроме того, обеспечивается возможность регулировки высотного положения шара.

Балансировка рабочих колес на монтаже обычно происходит следующим образом. Опорную тумбу ставят на монтажную плиту так, чтобы верхняя шлифованная плоскость была строго горизонтальна. Горизонтальность проверяют для колес, имеющих скорость вращения 250 об/мин, уровнем первой группы, а для колес, работающих при меньших оборотах, — уровнем второй группы. Горизонтальным практически считается такое положение, при котором отклонение мениска уровня, устанавливаемого в двух взаимно противоположных направлениях, не превышает одного деления в ту или другую сторону. Это соответствует отклонению от теоретической горизонтальной линии, равному от 0,02 до 0,05 мм на 1 м длины при измерении уровнем первой группы и от 0,06 до 0,1 мм при измерении уровнем второй группы.

Металлические подкладки, помещаемые для выравнивания тумбы под ее основание, должны обеспечивать неизменность положения тумбы после

this control assembly. Balancing of integral runners of radial-axial (Francis) turbines is performed at the manufacturing plant too. The runners of radial-axial hydraulic turbines assembled of separate parts at the project site by welding, by strengthening bands, or by other devices are to be balanced at the assembly site with the help of a special device supplied by the turbine Manufacturer. The balancing device for large hydraulic turbines comprises support pillar 1 with a hardened and ground steel support plate 2 and ball (or semi-ball) 3 built into fixture 4 attached to runner 5 during balancing (Fig. 80).

In order to provide for a stable position of the runner during balancing, the balancing device is made so that, with the runner installed in it, the centre of gravity of the runner is somewhat below the centre of the ball. Besides, provision is made for adjusting the ball in the vertical position.

Usually the runners are balancing in the course of assembly in the following way. The support pillar is installed on the assembly slab so as to provide for a strictly horizontal position of the ground top surface. The runners with rotational speed of 250 rpm and higher are checked for levelling with the help of a first-class level and those with a lower rotational speed are checked with the help of a second-class level. The position of the level may be considered practically horizontal if the deviation of the level tube bubble, with the level installed in two mutually opposite directions, is not in excess of one reading in either direction. This corresponds to the deviation from the theoretical horizontal line amounting to 0.02 to 0.05 mm per 1 m of length for measurements carried out with the help of the first-class level and to 0.06 to 0.1 mm when measuring with the help of a second-class level.

установки на нее рабочего колеса. Рабочее колесо должно быть полностью собрано, а если предусмотрена механическая обработка на монтаже, то обработано до начала балансировки.

Конструкцию с шаром прикрепляют к рабочему колесу так, чтобы центр шара располагался строго по оси рабочего колеса и был значительно выше теоретически подсчитанного центра тяжести рабочего колеса вместе с прикрепленным к нему приспособлением. Величина этого завышения задается заводом в зависимости от конструкции колеса.

Рабочее колесо вместе с прикрепленным к нему шаром устанавливают на опорную тумбу, при этом его устойчивость на ней проверяют при ослабленных, но не отсоединенных тросах с тем, чтобы избежать возможного опрокидывания колеса.

Кроме того, чтобы колесо не опрокидывалось, под его обод с некоторым зазором, обеспечивающим свободные колебания колеса, ставят металлические тумбы или деревянные брусья. После того как колесо поставлено на балансировочную тумбу, на верхний его обод устанавливают на одинаковом расстоянии от центра четыре одинаковых уровня первой или второй группы. В плане эти уровни располагают взаимно перпендикулярно по диаметрам обода, что исключает ошибки из-за их собственных весов. Далее, накладывая груз на обод с легкой стороны колеса, добиваются того, чтобы верхняя плоскость обода была строго горизонтальной.

Вполне понятно, что чем больше расстояние от центра тяжести рабочего колеса до центра шара, тем меньше чувствительность этого приспособления. Поэтому величина расстояния от центра тяжести до центра шара регламентируется заводом-изготовителем, причем для каждого типа колеса отдельно. Подсчет этой величины производится по формуле:

$$Z = \frac{PR - G\mu}{G \sin \alpha},$$

где Z — расстояние от центра шара до действующего центра тяжести, см; P — приложенная к ободу сила (груз), кгс; R — радиус приложения груза, см; G — масса рабочего колеса вместе с верхней качающейся частью приспособления, кг; μ — коэффициент трения качения, равный 0,001—0,0015; α — угол отклонения оси вращения колеса от вертикали.

Если величина Z превысит указанную в инструкции завода, то для придания большей чувствительности ее доводят с помощью регулировочных устройств до требуемого значения.

С увеличением чувствительности приспособления система, будучи уравновешенной ранее, может нарушить свое равновесие, и верхняя плоскость обода отклонится от горизонтали. Восстановление горизонтального положения производится путем корректировки величины установленного ранее груза. При-

Steel shims placed under the pillar base to level the pillar shall provide for stability of its position with the runner placed on it. The runner shall be completely assembled and in case some machining at the project site is required, it is to be performed prior to balancing.

The fixture with the ball is to be fastened to the runner so that the centre of the ball is located strictly on the runner centre line and is considerably higher than the design centre of gravity of the runner with the erection device fastened to it. This excess height is present by the Manufacturer depending on the runner design.

The runner with the ball attached to it is positioned on the pillar and its stability is checked with slackened (but not unslung) cables to avoid the runner turning over.

Besides, to prevent the runner overturning steel pillars or wooden bars are placed under the runner rim. A certain clearance is left to provide for free vibrations of the runner. After the runner is placed onto the balancing pillar four similar first-class or second-class levels are installed on the runner top rim, at equal distances from the centre. These levels are placed on the ends of two diameters perpendicular to each other, thus eliminating errors due to levels own masses. Then the upper plane of the rim is brought into a strictly horizontal position by placing weights on the lighter side of the runner.

It is quite clear that the greater the distance from the runner centre of gravity to the ball centre the less is the sensitivity of this device. For this reason, the manufacturing plants specify distances from the centre of gravity to the ball centre for each type of runners. This value is calculated from the formula:

$$Z = \frac{PR - G\mu}{G \cdot \sin \alpha},$$

where Z is the distance from the ball centre to the effective centre of gravity, cm; P is the force (weight) applied to the runner rim, kgf; R is the radius of the weight application point, cm; G is the mass of the runner together with the upper pivoting part of the balancing device, kg; μ is the coefficient of rolling friction equalling 0.001 to 0.0015; α is the angle of vertical deflection of the axis of runner rotation.

When Z is in excess of the value specified in the manufacturing plant instructions, it is brought up to the required value with the help of adjustment devices in order to increase sensitivity.

With an increase in sensitivity the equilibrium of the system balanced earlier may be disturbed and the

ведя в равновесие систему при повышенной чувствительности приспособления, определяют возможный оставшийся небаланс рабочего колеса, вызываемый инерцией системы и трением в опорных частях приспособления. Для этого поочередно накладывают соответствующие грузы на обод колеса в восьми или шести равномерно и на одинаковом расстоянии от центра расположенных точках. Грузы накладывают такие, чтобы система вышла из равновесия и получила равномерное и небольшое отклонение обода от горизонтали, порядка одного-двух делений по уровню. Практически этот груз для колес крупных гидротурбин бывает равным 500—800 гс при радиусе крепления 1500—2000 мм.

Величина оставшегося небаланса определяется как полусумма разницы между максимальным и минимальным грузами, выводящими систему из равновесия:

$$Q = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2}$$

Уравновешивающий груз Q прикрепляют в той точке, в которой для выведения системы из равновесия прикладывался максимальный груз P_{\max} . После окончательного уравновешивания рабочего колеса балансирующие грузы надежно закрепляют с учетом развиваемых грузом центробежных сил при разгонном числе оборотов гидроагрегата.

Окончательную проверку балансировки колеса производят после закрепления грузов. При этом колесо считается удовлетворительно отбалансированным, если минимальный груз, прикладываемый попеременно в противоположных направлениях на одном и том же радиусе, будет отклонять рабочее колесо на одинаковый угол.

II. УСТАНОВКА РОТОРА ГИДРОТУРБИНЫ В КРАТЕР АГРЕГАТА

Устанавливать ротор гидротурбины в кратер гидроагрегата можно либо целиком, т.е. рабочее колесо вместе с валом, либо по частям, т.е. отдельно рабочее колесо и отдельно вал. Выбор того или другого способа зависит от веса и размеров ротора гидротурбины, а также от грузоподъемности крана и его выноса. В случае раздельной установки в кратер гидроагрегата сначала опускают рабочее колесо, а уже затем вал, который присоединяют к рабочему колесу непосредственно на месте монтажа.

Болты соединения фланца вала с рабочим колесом делают припасовочными, а отверстия во фланцах под них обычно развертывают на заводе-изготовителе гидротурбин. Рабочее колесо при его опускании в кратер строят за специальное приспособ-

ление, имеющееся либо непосредственно на рабочем колесе (при раздельной установке), либо на валу (при установке целиком — блоком в составе вала и рабочего колеса). На многоагрегатных гидроэлектростанциях, оборудованных поворотно-лопастными гидротурбинами, у которых рабочие колеса имеют отдельную крышку сервомотора, целесообразно заранее доставить на ГЭС и использовать для переноски колес крышку сервомотора последней гидротурбины. Это позволит сразу же после опускания колеса в кратер устанавливать вал с крышкой сервомотора этого колеса, которые могут быть заблаговременно спарены между собой на сборочной площадке. Соединение вала с рабочим колесом, выполняемое на сборочной площадке или непосредственно на месте установки, производится в случае применения болтов небольшого диаметра с помощью накладных ключей и барса, а при применении болтов большого диаметра — с помощью специального механического приспособления с гидроприводом (рис. 81),

топ plane of the rim will deviate from the horizontal position. The horizontal position is restored by correcting the weight placed earlier. On bringing the system to equilibrium, with the device sensitivity increased, the possible residual unbalance of the runner resulting from the system inertia and from the friction in the device supporting members is determined. For this purpose appropriate weights are placed in turn onto the runner rim at six to eight points, equally spaced from the centre. The weights are to be such as to unbalance the system and to shift the rim uniformly from the horizontal position through one or two divisions of the level. Practically these weights for runners of large hydraulic turbines are 500 to 800 gf, the radius of weight fixing being from 1,500 to 2,000 mm.

The residual unbalance is found as half the difference between the maximum and minimum weights unbalancing the system:

$$Q = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2}$$

The balancing weight Q is fixed at the point to which the maximum weight P_{\max} has been applied to unbalance the system. After the runner is finally balanced, the balancing weights are secured reliably, accounting for centrifugal forces developed by the weight at the hydropower unit runaway speed.

The final check of the runner balancing is performed after the weights are secured. The runner may be considered as properly balanced if the minimum weight applied alternately with the same radius in opposite directions will shift the runner through the same angle.

I. ROTOR INSTALLATION INTO THE TURBINE PIT

The hydraulic turbine rotor may be installed in the turbine pit either as a whole, that is, the runner together with the turbine shaft or the turbine shaft and the runner may be installed separately. The choice of the method of installation is dictated by the rotor mass and dimensions as well as by the lifting capacity of the crane and the crane reach. In case of separate installation first the runner is sunk into the turbine pit and then the turbine shaft is placed, the shaft being connected to the runner immediately at the erection site.

The shaft flange is usually joined with the runner by means of fitting bolts driven in holes in the flanges that are usually reamed at the turbine manufacturing

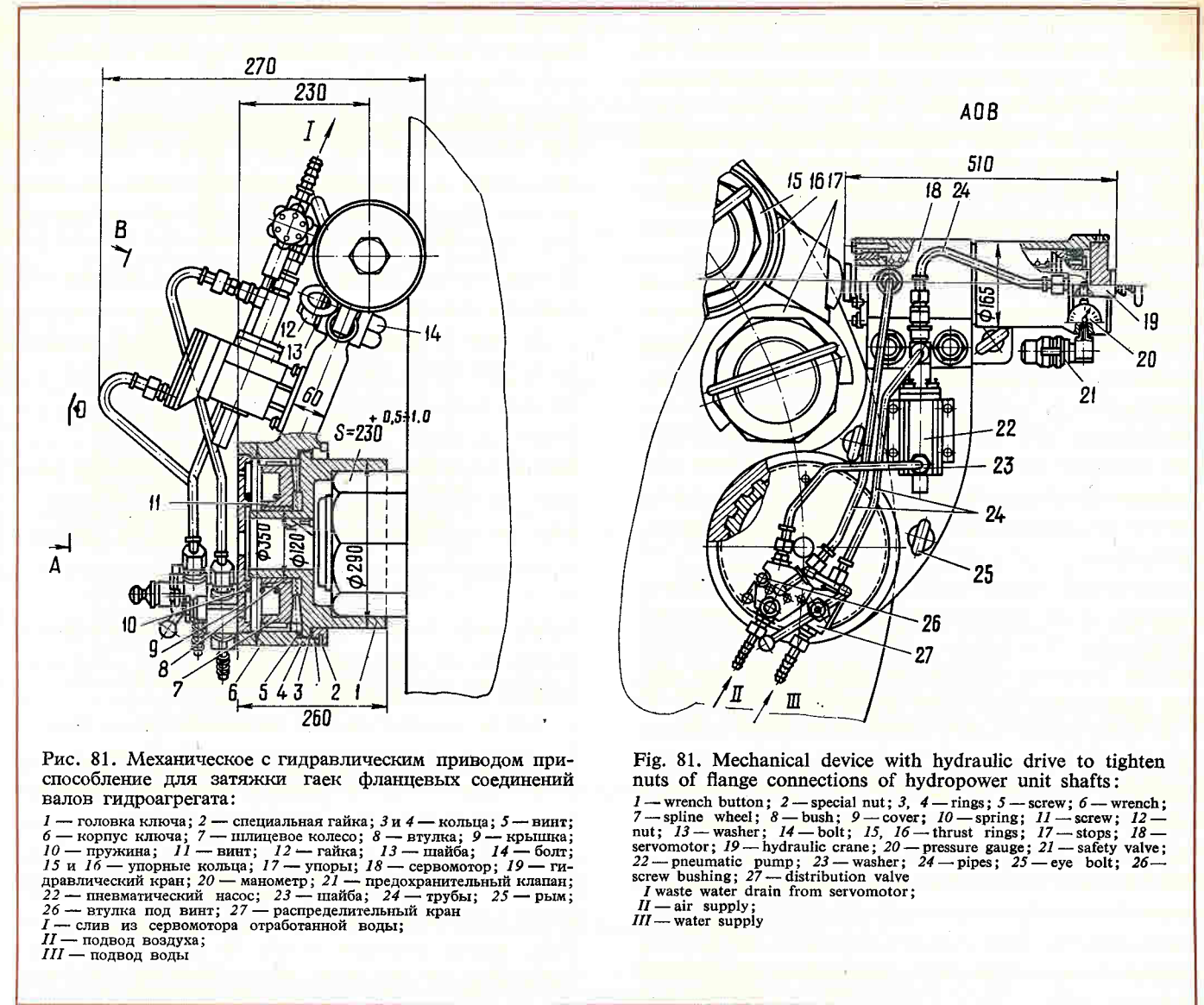


Рис. 81. Механическое с гидравлическим приводом приспособление для затяжки гаек фланцевых соединений валов гидроагрегата:

1 — головка ключа; 2 — специальная гайка; 3 и 4 — кольца; 5 — винт; 6 — корпус ключа; 7 — шлицевое колесо; 8 — втулка; 9 — крышка; 10 — пружина; 11 — винт; 12 — гайка; 13 — шайба; 14 — болт; 15 и 16 — упорные кольца; 17 — упоры; 18 — сервомотор; 19 — гидравлический кран; 20 — манометр; 21 — предохранительный клапан; 22 — пневматический насос; 23 — шайба; 24 — трубы; 25 — рым; 26 — втулка под винт; 27 — распределительный кран. I — слив из сервомотора отработанной воды; II — подвод воздуха; III — подвод воды.

Fig. 81. Mechanical device with hydraulic drive to tighten nuts of flange connections of hydropower unit shafts:

1 — wrench button; 2 — special nut; 3, 4 — rings; 5 — screw; 6 — wrench; 7 — spline wheel; 8 — bush; 9 — cover; 10 — spring; 11 — screw; 12 — nut; 13 — washer; 14 — bolt; 15, 16 — thrust rings; 17 — stops; 18 — servomotor; 19 — hydraulic crane; 20 — pressure gauge; 21 — safety valve; 22 — pneumatic pump; 23 — washer; 24 — pipes; 25 — eye bolt; 26 — screw bushing; 27 — distribution valve. I — waste water drain from servomotor; II — air supply; III — water supply.

собрание, имеющееся либо непосредственно на рабочем колесе (при раздельной установке), либо на валу (при установке целиком — блоком в составе вала и рабочего колеса). На многоагрегатных гидроэлектростанциях, оборудованных поворотно-лопастными гидротурбинами, у которых рабочие колеса имеют отдельную крышку сервомотора, целесообразно заранее доставить на ГЭС и использовать для переноски колес крышку сервомотора последней гидротурбины. Это позволит сразу же после опускания колеса в кратер устанавливать вал с крышкой сервомотора этого колеса, которые могут быть заблаговременно спарены между собой на сборочной площадке. Соединение вала с рабочим колесом, выполняемое на сборочной площадке или непосредственно на месте установки, производится в случае применения болтов небольшого диаметра с помощью накладных ключей и барса, а при применении болтов большого диаметра — с помощью специального механического приспособления с гидроприводом (рис. 81),

plant. For sinking into the turbine pit the runner is slung at a special member provided either at the runner immediately (in case of separate installation) or at the shaft (in case of installation of the turbine rotor as a whole). At hydroelectric plants equipped with a large number of adjustable-blade turbine the runners of which are provided with separate covers for servomotors it is good practice to deliver to the hydroelectric plant and to employ for handling the runners the cover of the servomotor of the last hydraulic turbine. This makes it possible to install immediately after lowering the runner into the turbine pit, the shaft with the servomotor cover of this runner. The shaft and the servomotor cover can be coupled beforehand at the assembly floor. In case small diameter bolts are used the shaft is connected with the runner, on the assembly area or directly at the place of installation, with the help of a box wrench and a steel bar. In case large dia-

которое состоит из следующих основных конструктивных элементов: накидной головки ключа 1 с храповым устройством, которое позволяет делать холостые (обратные рабочим) движения ключа; корпуса 6 на конце рычага которого закреплен гидравлический сервомотор, рассчитанный на давление жидкости до 200 ат; упоров 17, надеваемых на две соседние гайки; пневматического насоса 22, который повышает давление подводимой к нему жидкости с 3 до 200 ат и под этим давлением подает жидкость в сервомотор.

При наличии пресса давлением до 200 ат подачу жидкости в сервомотор можно производить непосредственно от пресса, минуя пневматический насос. Затягивание гаек (рис. 81) производится посредством поворота рычага корпуса 6. Поворот этот осуществляется благодаря отталкиванию штока сервомотора от упоров 17 при его движении вперед. Если затяжка гаек происходит при положительной окружающей температуре, то в сервомотор можно подавать воду непосредственно от водопроводной магистрали. При низких температурах в сервомотор следует подавать трансформаторное масло или другую пригодную для этих целей жидкость.

К воздушному насосу воздух подается от обычной воздушной магистрали с давлением 5—6 ат. Чтобы избежать задиrow на болтах и отверстиях, болты перед установкой их на место, согласно маркировке, сделанной как на них, так и на рабочем колесе и фланце вала, следует смазать ртутной мазью. При затяжке болтов тем или иным способом особое внимание должно быть уделено плотности соединения фланца вала с плоскостью сопряжения на рабочем колесе и равномерному напряжению в болтах соединения. Плотность сопряжения должна быть такой, чтобы шуп 0,03 мм не защемлялся по всей периферии сопряжения. Для обеспечения такой плотности нужно поверхности сопряжения тщательно подготавливать.

Напряжение в болтах проверяют, замеряя их удлинение (рис. 82) по формуле, приведенной в п. Е § 4-10.

Чтобы избежать самоотворачивания болтов и гаек, их после окончательной затяжки приваривают к валу и рабочему колесу.

Установка ротора гидротурбины в кратер представляет собой некий условный рубеж, отмечающий переход от строительного к монтажному периоду. Строительные работы к этому времени достигают такой готовности, которая обеспечивает выход основного эксплуатационного крана на кратер монтируемого гидроагрегата и защиту этого кратера от атмосферных осадков. Монтажная организация получает возможность приступить к монтажу рабочих механизмов гидротурбины и всего гидроагрегата непосредственно в кратере.

meter bolts are employed they are tightened with the help of a special mechanical device with a hydraulic drive (Fig. 81) which consists of box wrench head 1 with a ratchet gear, this enabling idle (reverse to working) movements of the wrench; body 6 whose lever end carries a hydraulic servomotor rated for fluid pressure up to 200 atm; stops 17 fitted onto two nearest nuts; pneumatic pump 22 which increases the pressure of fluid supplied to the pump from 3 to 200 atm and feeds the fluid under this pressure to the servomotor.

In case a hydraulic press with a rated pressure up to 200 atm is available, the fluid can be fed into the servomotor directly from the press by-passing the pneumatic pump. Tightening of nuts (Fig. 81) is performed by turning lever of body 6. This turning takes place due to pulling of the servomotor rod off stops 17 when the rod moves forward. If the nuts are tightened at ambient temperatures above zero, the servomotor can be fed with water taken directly from the water supply main. At sub-zero temperatures the servomotor should be fed with transformer oil or any other fluid suitable for the purpose.

Air is supplied to the pneumatic pump from a conventional compressed air main at a pressure of 5 to 6 atm. To avoid scratches on bolts and in bolt holes the bolts should be lubricated with mercury grease prior to placing them in conformity with marks made on the bolts and on the runner and shaft flange. While using one or another method of tightening the bolts, special attention should be given to the tight connection of the shaft flange with the matching plane on the runner and to the uniform strain in all the bolts. The joint tightness should be such that a clearance gauge 0.03 mm thick cannot be pinched along the entire periphery of the joint. To assure such a degree of tightness the joint surfaces are to be finished carefully.

The strain in bolts is to be checked by measuring the elongation (Fig. 82) and using the formula given in Subsection F, Section 4-10.

To prevent self-loosening of bolts and nuts they are welded to the shaft and to the runner after final tightening.

Installation of the turbine rotor into the turbine pit is a procedure that may be considered as a borderline between the construction period and the period of erection work. By this moment the construction operations attain such a degree of readiness which enables the main permanent crane of the powerhouse to be moved to the turbine pit where the hydropower unit is under erection and provides for the protection of this turbine pit against atmospheric precipitation. The erection organization is given the opportunity

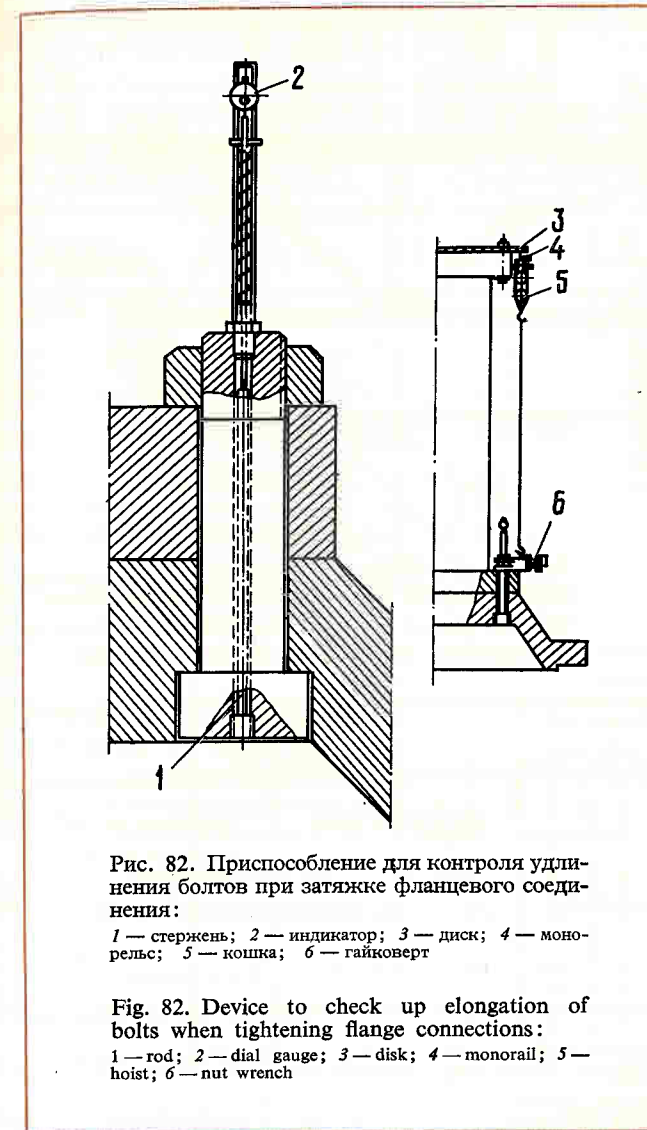


Рис. 82. Приспособление для контроля удлинения болтов при затяжке фланцевого соединения:

1 — стержень; 2 — индикатор; 3 — диск; 4 — монорейль; 5 — кошка; 6 — гайковёрт

Fig. 82. Device to check up elongation of bolts when tightening flange connections:

1 — rod; 2 — dial gauge; 3 — disk; 4 — monorail; 5 — hoist; 6 — nut wrench

Работы, связанные с установкой ротора гидротурбины в кратер (единым блоком или раздельно — не имеет существенного значения), сводятся для каждого типа колес к следующему.

Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины за специальные проушины, прикрепляемые к фланцу вала (а при переноске без вала — за проушины, прикрепленные к колесу), стропят на кран и переносят в кратер, где ставят нижним ободом на специальные прокладки, положенные на фундаментное кольцо. Эти прокладки, закладываемые между опорными плоскостями обода и фундаментного кольца, должны быть такой высоты, чтобы отметка верхней плоскости фланца вала гидротурбины была ниже проектной на величину, равную буртику на фланце плюс 4—6 мм. Этот запас необходим, чтобы при опускании ротора гидрогенератора в статор фланец генераторного вала не соприкоснулся бы с фланцем турбинного вала, так как это может нарушить центрирование вала гидротурбины.

Положение рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины относительно статора фиксируется

мерными прокладками, закладываемыми в круговой зазор между ободом рабочего колеса и статором. Предварительно вал устанавливают по уровню в вертикальное положение. Чтобы облегчить центрирование колеса относительно статора, в круговой зазор закладывают планки с клиновидным заходом, толщиной несколько меньше этого зазора. Если конструкция гидротурбины позволяет, то наружное лабиринтное уплотнение следует заранее поставить на рабочее колесо с тем, чтобы, расцентрировав его и зафиксировав на колесе, опустить вместе с колесом в шахту, где потом произвести только его крепление.

to start assembling the turbine working mechanisms and the entire hydropower unit directly in the turbine pit.

Operations associated with the installation of the hydraulic turbine rotor into the turbine pit (no matter whether it will be performed separately or the rotor will be installed as a single assembly) are reduced for all types of runners to the following.

The runner of a radial-axial turbine is slung at special eyebolts secured to the shaft flange (in case of separate installation of the runner — at eyebolts secured to the runner), then it is suspended from the crane and transported to the turbine pit where it is placed by its bottom rim on special pads placed onto the foundation barrel. The height of these pads placed between the bearing surfaces of the runner rim and the foundation barrel should be such that the elevation of the top plane of the turbine shaft flange is below the design elevation for the height of the fillet on the shaft plus 4 to 6 mm. Such a reserve of height is required to ensure that the flange of the generator rotor lowered into the generator stator could not come in contact with the turbine shaft flange since this will disturb the turbine shaft centring.

The position of the radial-axial turbine runner in respect to the turbine stay ring is fixed with the help of adjusting shims inserted between the runner rim and the stay ring. The shaft is previously installed into the vertical position. To facilitate centring the runner in respect to the stay ring, wedged planks are placed into the annular gap, the thickness of planks being somewhat less than the gap width. If the turbine construction admits, the external labyrinth packing should be placed onto the runner beforehand so as to lower it together with the runner into the turbine pit after centring and fixing it on the runner. In the turbine pit only securing of the packing on the runner is carried out.

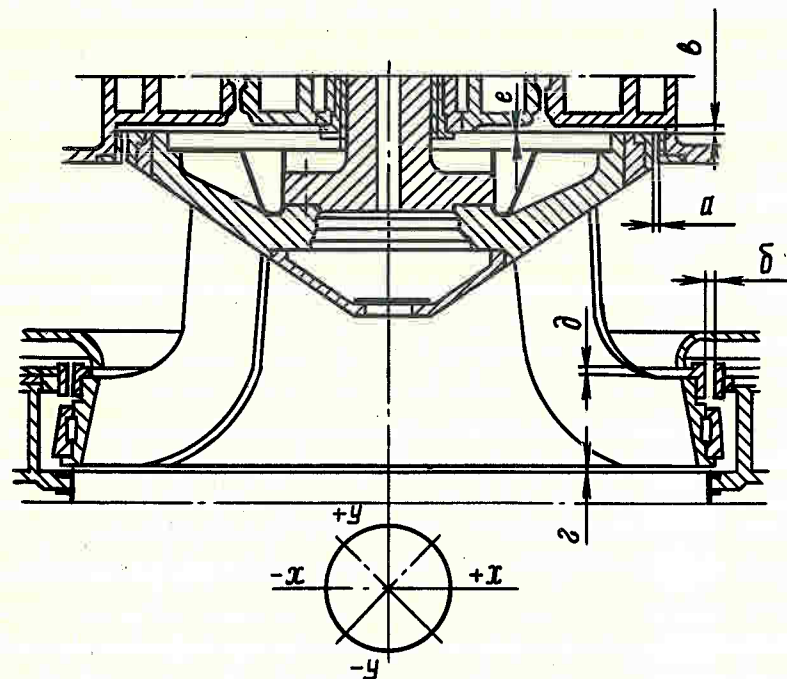


Рис. 83. Формуляр на установку рабочего колеса средненапорной радиально-осевой гидротурбины
Fig. 83. Record Sheet of Installation of Runner of Average-Head Radial-Axial Hydraulic Turbine

Обозначение Designation	Размер по чертежу Size acc. to drw.	Монтажное положение Erection position								Отклонение, мм Deviation, mm	
		Фактические размеры по осям, мм Actual size in axes, mm								фактическое максимальное actual max.	допустимое по ТУ permissible acc. to specification
		+y	+x	x	-x	y	-y	-x	-y		
a											
b											
с											
После поворота вала на 180° After shaft is rotated through 180°											
a											
b											
Размер Size		e		z		e					
По чертежу Acc. to drawing											
Фактический Actual											

Положение ротора Position of rotor	Зазоры в лабиринте по индикатору, замеренные при отжатии рабочего колеса в направлении осей Clearances in labyrinth measured by dial gauge when pressing the runner in the direction of axes			
	+y	+x	-y	-x
Монтажное положение Erection position				
После поворота вала на 180° After shaft is rotated through 180°				

Примечания: 1. Размер e определить подсчетом как результат замеров, произведенных до установки вкладыша подшипника на место.
2. Замер e сделать до установки корпуса подшипника.

Notes: 1. Size e shall be determined by calculation as a result of measurements made before positioning the bearing shell.
2. Measurement e shall be made before installation of bearing housing.

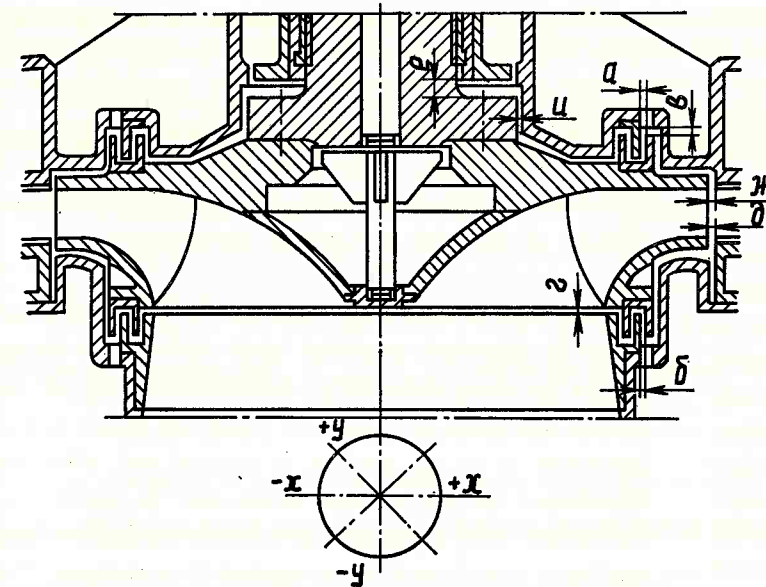


Рис. 84. Формуляр на установку рабочего колеса высоконапорной радиально-осевой гидротурбины
Fig. 84. Record Sheet of Installation of Runner of High-Head Radial-Axial Hydraulic Turbines

Обозначение Designation	Размер по чертежу Size acc. to drw.	Монтажное положение Erection position								Отклонение, мм Deviation, mm	
		Фактические размеры по осям, мм Actual sizes in axes, mm								фактическое максимальное actual max.	допустимое по ТУ permissible acc. to specif.
		+y	+x	x	-x	y	-y	-x	-y		
a											
b											
с											
и											
После поворота вала на 180° After shaft is rotated through 180°											
a											
b											

Размер Size	e	z	e
По чертежу Acc. to draw.			
Фактический Actual			

Положение ротора Position of rotor	Зазоры в лабиринте по индикатору, замеренные при отжатии рабочего колеса в направлении осей Clearances in labyrinth measured by dial gauge when pressing the runner out in direction of axes			
	+y	+x	-y	-x
Монтажное положение Erection position				
После поворота вала на 180° After shaft is rotated through 180°				

Примечание. Размер e определить подсчетом как результат замеров, произведенных до установки вкладыша подшипника на место.

Note. Size e shall be determined by calculation as a result of measurements made before positioning the bearing housing.

TOLERANCES FOR INSTALLATION OF RUNNERS OF ADJUSTABLE-BLADE AND RADIAL-AXIAL TURBINES

Position to be checked	Place of measurement	Allowable deviations (mm) for runner diameters, m				
		2	3	5	7.2	9.3
Elevation of runner of adjustable-blade turbine in the throat ring	From top plane of lower ring of wicket gate to top of the runner hub	—	3	4	5	6
Elevation of runner of radial-axial turbine in the foundation barrel bore	From lower plane of runner rim to support surface in the foundation barrel bore	1	2	2.5	3	—

Зазоры в уплотнениях в доступных местах измеряют нормальным щупом, а в труднодоступных — удлиненным щупом через специальные отверстия в крышке турбины; после окончательного центрирования рабочего колеса и окончания пуско-наладочных работ их заделывают с помощью ввертышей и сварки.

Отклонения зазоров в лабиринтных уплотнениях, согласно техническим условиям на монтаж вертикальных гидроагрегатов, не должны превышать проектные зазоры больше чем на 20%. Точное центрирование рабочего колеса и вала, по которому в дальнейшем центрируют весь гидрогенератор, производят после установки крышки гидротурбины; при этом вал турбины устанавливают в строго вертикальное положение по уровню первой группы или с помощью четырех струн, о чем будет сказано ниже.

На отцентрированное рабочее колесо после спаривания валов турбины и генератора и окончательного центрирования ротора всего гидрогенератора составляют формуляр (рис. 83 и 84). Отклонения от проектных значений, допустимые по техническим условиям на монтаж вертикальных гидроагрегатов, приведены в табл. 8.

Для удобства работ по центрированию рабочего колеса под ним сооружают деревянный настил, опирающийся через крепления на отсасывающую трубу или на подвески, прикрепленные к рабочему колесу. Для спаривания валов турбинного с генераторным делают настил, уровень которого на 0,5—0,8 м ниже уровня фланцевого соединения.

The gaps in packings are measured with the help of a normal clearance gauge in accessible places. In hard-to-get-at places the gaps are measured by an elongated clearance gauge through special holes in the turbine cover, which are plugged with screws and welded after the runner final centring and completion of pre-start adjustment operations.

In conformity with specifications on erection of vertical-shaft hydropower units, the deviation of clearances in labyrinth packings shall not exceed design values by more than 20%. Accurate centring of the runner and shaft in respect to which the entire hydro-generator is to be centred is carried out after the installation of the turbine headcover. In doing this the turbine shaft is installed in a strictly vertical position against a first-class level or against four stringes. The latter method will be described below.

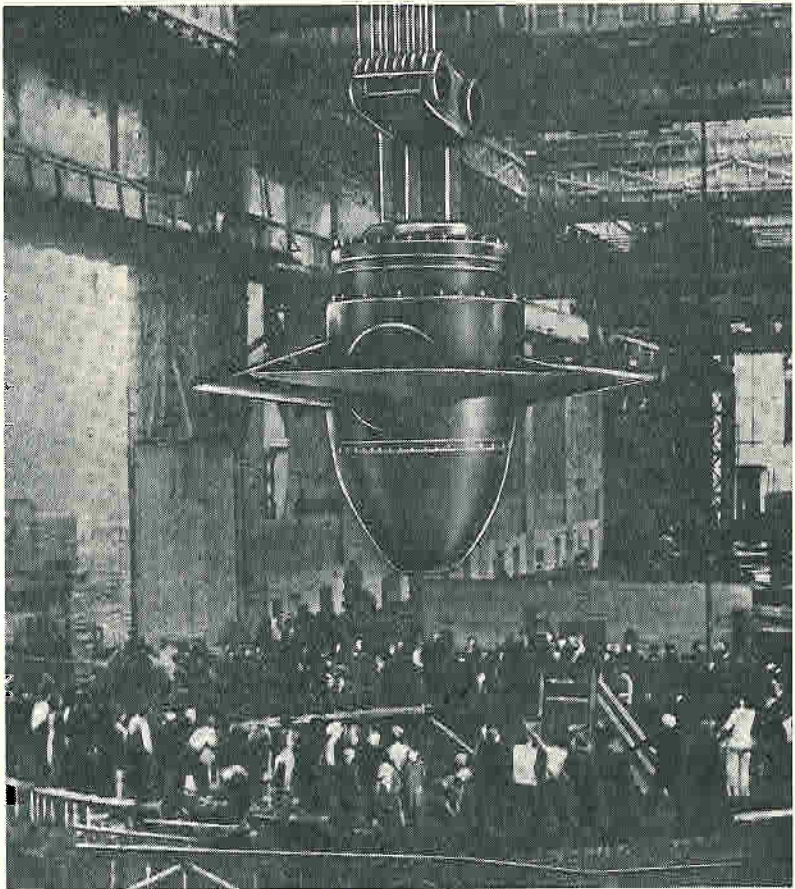
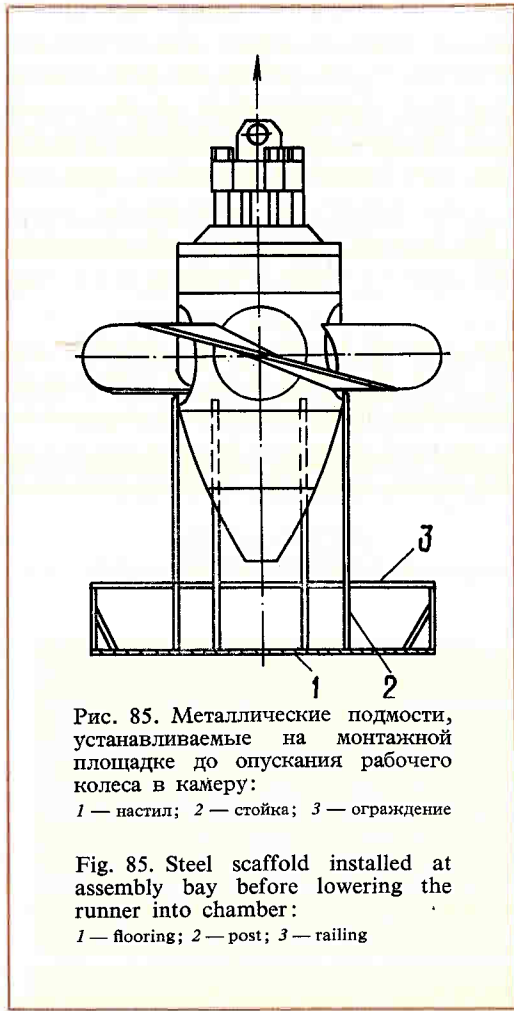
Upon coupling the turbine and generator shafts and their final alignment a record sheet (Figs. 83 and 84) is compiled for the centred runner. Permissible deviations from design values in accordance with specifications for the erection of vertical-shaft hydropower units are given in Table 8.

To facilitate the runner centring a timber floor is arranged under the runner. The floor rests through fastenings on the draft tube or on suspensions secured to the runner. To couple the turbine and generator shafts, a floor is arranged at an elevation of 0.5 to 0.8 m below the flange joint level.

Таблица 8

ДОПУСКИ НА УСТАНОВКУ РАБОЧИХ КОЛЕС ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ И РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ТУРБИН

Проверяемое положение	Место замера	Допустимые отклонения (мм) для рабочего колеса диаметром, м				
		2	3	5	7,2	9,3
Высотное положение рабочего колеса поворотно-лопастной турбины в камере	От верхней плоскости нижнего кольца направляющего аппарата до верхнего торца втулки рабочего колеса	—	3	4	5	6
Высотное положение рабочего колеса радиально-осевой турбины в расточке фундаментного кольца	От нижней плоскости обода рабочего колеса до опорной поверхности в расточке фундаментного кольца	1	2	2,5	3	—



Рабочее колесо поворотно-лопастной гидротурбины устанавливается после гидравлического испытания. К его лопастям крепят специальные подвески, а на крышку цилиндра сервомотора — приспособление для переноски рабочего колеса. Под-

The runners of adjustable-blade turbines are installed after completion of hydraulic test. Special suspensions are secured to the runner blades and a runner handling device is attached to the servomotor cylinder cover. Suspensions and the han-

вески и приспособление поставляет завод-изготовитель гидротурбины.

Подвески крепят с помощью проушин, пропущенных через сделанные для этой цели отверстия в лопастях. Эти отверстия после освобождения от подвесок заделывают заглушками. На многоагрегатных ГЭС, как уже было отмечено в п. II настоящего параграфа, для переноски рабочих колес используют крышку сервомотора рабочего колеса последней в очереди на монтаж гидротурбины. Колесо, застропленное через это приспособление к крану машинного зала, переносят к специальным подмостям, на которых к этому времени уже должен быть установлен конус-обтекатель (рис. 85).

Рабочее колесо опускают так, чтобы между ним и конусом остался небольшой зазор, после чего конус с помощью шпилек подтягивают к колесу, а трубчатые стойки настила приваривают к наружной поверхности втулки рабочего колеса. Эти подмости в дальнейшем используют для работы под рабочим колесом в шахте турбины. Когда все эти работы закончены и кратер подготовлен к приему рабочего колеса, последнее переносят к кратеру и опускают в камеру. Переноска рабочего колеса и установка его в камеру — весьма ответственная операция, привлекающая внимание многих строителей ГЭС (рис. 86), так как рабочие колеса поворотно-лопастных гидротурбин имеют массу порой больше 400 т.

Колесо, уже опущенное на его проектную отметку, но еще подвешенное на кране, подвергается предварительной проверке, цель которой — установить наличие требуемых зазоров между его лопастями и камерой. Проверку производят при закрытом и

открытом положениях лопастей, что обеспечивается подводом масла под давлением в полость цилиндра сервомотора.

После предварительной проверки зазоров между лопастями и камерой колесо подвешивают за лопасти на подвески к консолям, закрепленным на нижнем кольце направляющего аппарата, центрируют относительно камеры и устанавливают по высотной отметке (рис. 87). Колесо подвешивают на консолях так, чтобы оно оказалось ниже своей проектной отметки на величину, равную высоте буртика на его фланце плюс 4—6 мм запаса, о необходимости которого было сказано при рассмотрении установки колес радиально-осевых гидротурбин.

Выравнивание по высоте производят подтягиванием или отвертыванием гаек на подвесках. Замеряют высотное положение либо нивелиром по рейке в четырех противоположных точках на верхнем торце втулки, либо рулеткой, определяя расстояние от верхнего торца втулки до верхней плоскости нижнего кольца направляющего аппарата и одновременно проверяя горизонтальность по уровню. В тех случаях, когда проверка зазоров между лопастями и камерой обнаружит несоответствие высотного положения сферы камеры проектным отметкам, положение рабочего колеса по высоте следует изменить. Это изменение надо учитывать при монтаже последующих узлов гидроагрегата.

Центрирование колеса относительно оси агрегата производят посредством установки мерных клиньев между лопастями и камерой рабочего колеса, добиваясь при этом равномерного зазора. Отклонения зазоров между лопастями и камерой в открытом и закрытом положениях, согласно техническим

with the blades closed and opened, this being provided for by feeding oil under pressure into the servomotor cylinder. Upon the preliminary check for clearances between the blades and the throat ring the runner is suspended through suspensions secured to the blades from brackets fixed to the distributor ring, then it is centred in respect to the throat ring and installed at the design elevation (Fig. 87). The runner is suspended by the height of the fillet on its flange plus 4 to 6 mm of reserve. The necessity of this reserve height has been discussed when describing the operations on installation of radial-axial turbines.

The adjustment of the runner vertical position is carried out by tightening or loosening the nuts on suspensions. The vertical position is measured either with a transit and a levelling staff placed at four opposite points on the hub top or with a measuring tap, determining the distance from the hub top to the top plane of the distributor ring. At the same time levelling is checked with the help of a level. When a check of the clearances between the blades and the throat ring shows a discrepancy between the vertical position of the throat ring sphere and the design elevations, the vertical position of the runner should be changed. This change is to be taken into account when erecting the subsequent assemblies of the hydropower unit.

The runner is centred in respect to the hydropower unit axis by inserting measuring wedges between the blades and the runner throat ring. A uniform clearance is to be provided in doing this. Deviations in clearances between the throat chamber and the closed or open blades are not to exceed 20% of the specified value.

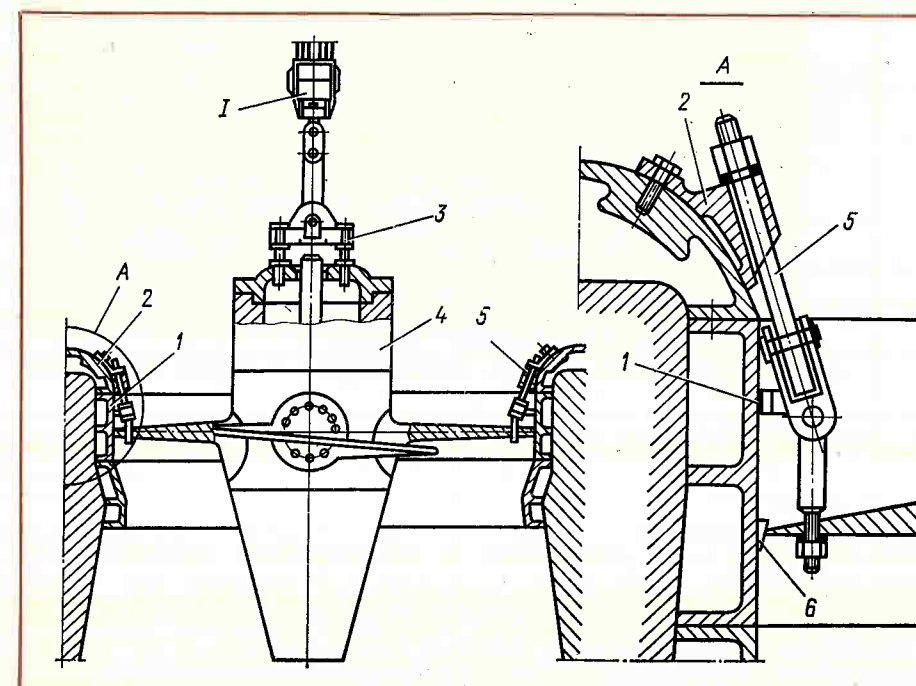


Рис. 87. Подвешивание рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины в камере:

1 — камера рабочего колеса; 2 — консоль; 3 — приспособление для переноски рабочего колеса; 4 — рабочее колесо; 5 — подвеска; 6 — распорный клин
I — к мостовому крану

Fig. 87. Suspension of runner of adjustable-blade hydraulic turbine in the runner chamber:

1 — runner chamber; 2 — cantilever; 3 — device for runner handling; 4 — runner; 5 — hanger; 6 — wedge; I — to travelling crane

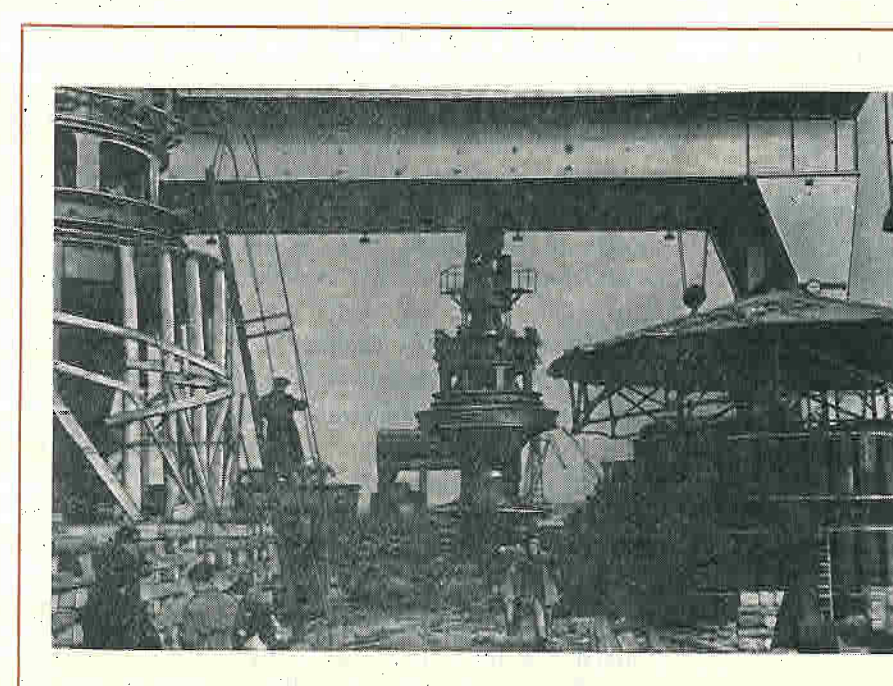


Рис. 88. Перенос укрупненного блока в составе рабочего колеса с валом, крышки турбины и опоры пяты с подпятником к месту установки

Fig. 88. Handling enlarged assembly comprising runner with shaft, turbine head-cover and support with thrust bearing into position

условиям, не должны превышать 20% проектного зазора.

После того, как колесо будет подвешено на подвески, приспособление для его переноски снимают вместе с крышкой сервомотора, на монтажной площадке крышку спаривают с валом, контролируя при этом напряжение в болтах по замерам относительного удлинения (см. рис. 82). В это же время соединяют штангу рабочего колеса со штоком, обращая при этом особое внимание на чистоту масляных каналов, плотность фланцевого соединения и расконтривание болтов и гаек крепления. Приспособление для переноски рабочего колеса используют также для переноски вала с крышкой сервомотора, которую устанавливают на цилиндр сервомотора согласно сделанной на заводе маркировке и крепят к ней с помощью болтов, затягиваемых сболчивателем, или ручным накидным ключом с барсом. Этим и заканчивается установка ротора поворотной-лопастной гидротурбины.

Чтобы уменьшить кавитационные разрушения, образующиеся в местах заделки отверстий, некото-

рые зарубежные и отечественные заводы выпускают гидротурбины без отверстий в лопастях рабочих колес, что делает невозможной их подвеску в камере рассмотренным выше способом. В этом случае колесо устанавливают блоком — вместе с валом, крышкой гидротурбины и опорой пяты с подпятником (рис. 88) или вместе с валом и крышкой гидротурбины (рис. 89). В первом случае колесо подвешивают и регулируют на подпятнике; во втором — его подвешивают на специальном хомуте, надеваемом на вал и опираемом на верхний фланец крышки турбины в месте посадки корпуса подшипника. Регулировку при этом производят с помощью находящихся на хомуте отжимных болтов. На установленное тем или иным способом рабочее колесо после спаривания турбинного вала с валом генератора и окончательного центрирования ротора всего гидроагрегата составляют формуляр (рис. 90).

Upon suspending the runner the handling device is removed together with the servomotor cover and on the assembly floor the cover is coupled with the shaft. In doing this strains in the bolts are to be checked by measuring relative elongation (see Fig. 82). Simultaneously the operating rod of the runner blade-operating mechanism is to be connected with the wicket gate reach rod giving special attention to the cleanliness of oil ducts, tightness of the flange joint and locking of fastening bolts and nuts. The runner handling device is used for transportation of the shaft with the servomotor cover. The servomotor cover is installed on the cylinder in accordance with Manufacturer's marking and secured thereon with bolts tightened with a tightening device or a hand box wrench with a steel bar. That is a final operation on the adjustable-blade turbine rotor installation.

In order to diminish cavitation damage in plugged and welded holes some foreign and Soviet turbine-manufacturing plants build hydraulic turbines without holes in the runner blades, this making suspension of runners in the throat ring by the above-mentioned method impossible. In this case the runner is installed in assembly with the shaft, turbine headcover and thrust bearing with its support (Fig. 88), or with the shaft and turbine headcover (Fig. 89). In the former case, the runner is suspended and adjusted on the thrust bearing; in the latter case it is suspended from a special collar fitted onto the shaft and resting upon the top flange of the turbine headcover at the seating of the bearing housing. In the process, adjustment is made with the aid of puller bolts provided on the collar. After the turbine and generator shafts are coupled and the entire hydropower unit rotor is centred, the record sheet (Fig. 90) is filled-in for the

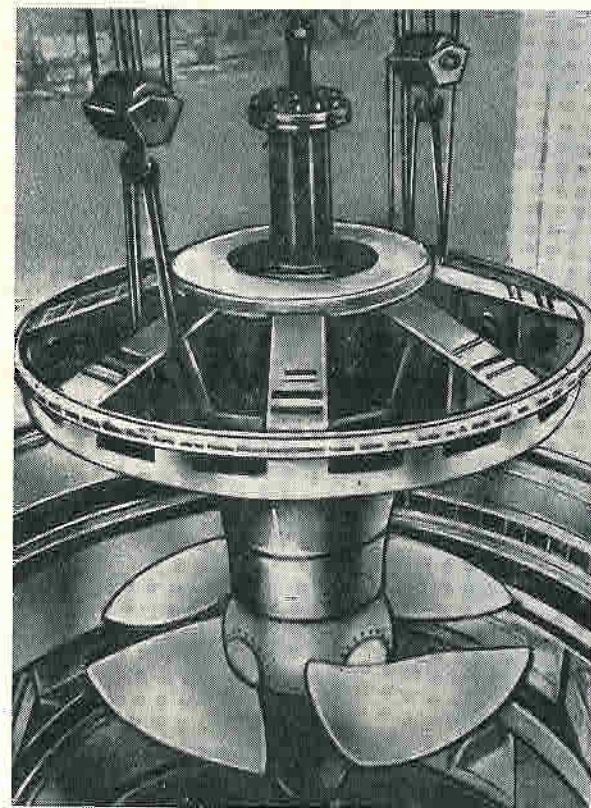
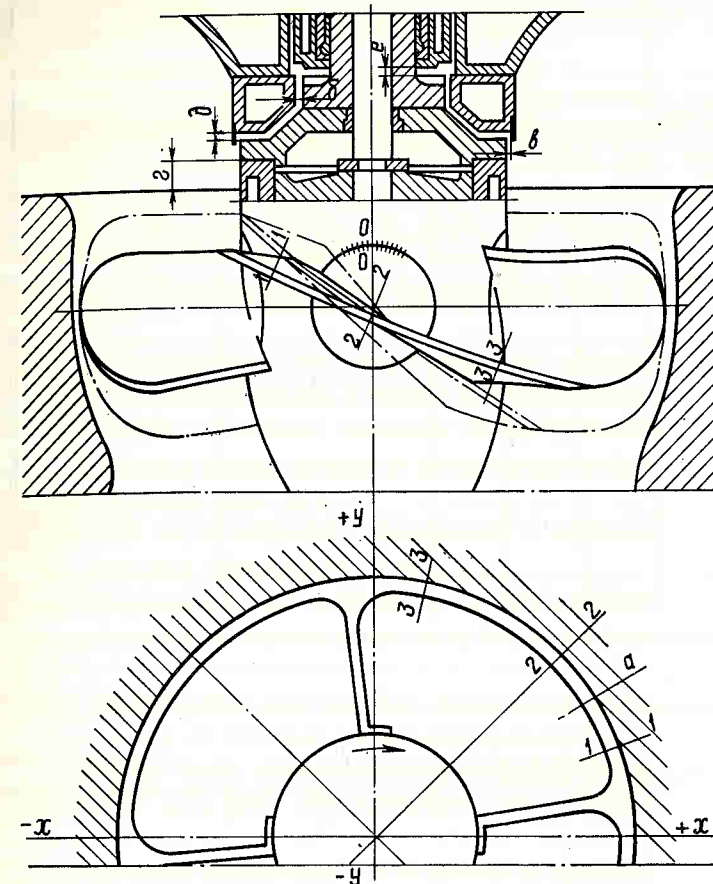


Рис 89. Установка рабочего колеса без подвесок укрупненным блоком в составе рабочего колеса с валом и крышкой гидротурбины (ГЭС Перто-Торно фирмы Рива)

Fig. 89. Installation of runner without hangers by enlarged assembly comprising runner with shaft and turbe head-cover (Perto-Torno hydroelectric power plant of the Riva firm)



Данные замеров сопоставляют с проектными величинами и с допусками на отклонения, обусловленными техническими условиями на монтаж вертикальных гидроагрегатов (см. табл. 8).

runner installed by one of the described methods. Data on measurements are compared with design values and with specified tolerances for the erection of vertical-shaft hydropower units (see Table 8).

Рис. 90. Формуляр на установку рабочего колеса поворотной-лопастной гидротурбины

Fig. 90. Record Sheet of Installation of Runner of Adjustable-Blade Hydraulic Turbine

Положение Position	Номер лопасти Blade No.	Ориентировка лопастей при замере по осям, x, y Positioning of blades when measuring in respect to axes x, y	Зазор <i>a</i> (между камерой и лопастями рабочего колеса), фактические размеры, мм Clearance <i>a</i> (between runner chamber and runner blades), actual sizes, mm				
			Положение полного закрытия лопастей <i>a</i> = — Position of full closing of blades <i>a</i> = —				
			в сечениях in sections			минимальный зазор minimum clearance	
			1—1	2—2	3—3	между сечениями between sections	величина value
Монтажное Erection	1						
	2						
	3						
	4						
	5						
	6						
	7						
После поворота вала на 180° After shaft is rotated through 180°	1						
	2						
	3						
	4						
	5						
	6						
	7						

Положение Position	Номер лопасти Blade No.	Ориентировка лопастей при замере по осям x, y Positioning of blades during measurement in respect to axes x, y	Зазор a (между камерой и лопастями рабочего колеса), фактические размеры, мм Clearance a (between runner chamber and runner blades) actual sizes, mm				
			Положение полного открытия лопастей $a = +$ Position of full opening of blades $a = +$				
			в сечениях in sections			минимальный зазор minimum clearance	
			1—1	2—2	3—3	между сечениями between sections	величина value
После поворота вала на 180°	1						
	2						
	3						
	4						
After shaft is rotated through 180°	5						
	6						
	7						

Обозначение Designation	Размер по чертежу Size acc. to drw.	Фактические размеры по осям, мм Actual size in axes, mm			
		+ y	+ x	— y	— x
b					
e					

Размер Size	a	e
По чертежу Acc. to drw.		
Фактическое максимальное отклонение Actual maximum deviation		
Допустимое отклонение по ТУ Permissible deviation acc. to specification		

Размер Size	d	e
По чертежу Acc. to		
Фактический Actual		

Примечания: 1. Нумерация лопастей идет — по — часовой стрелки.
2. Градуированная лопасть № расположена под углом к риске фланцевого соединения валов.
3. Размер e определить подсчетом как результат замеров, произведенных до установки вкладыша подшипника на место.

Notes: 1. Numbering of blades is — clockwise —
2. Calibrated blade No is positioned at an angle of to the mark on flange connection of shafts.
3. Size e shall be determined by calculation as a result of measurements before positioning the bearing shell.

4-11. КРЫШКИ ГИДРОТУРБИН

A. КОНСТРУКЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ

Крышка гидротурбины представляет собой литую или сварную кольцевую конструкцию либо цельную, либо состоящую из двух или больше поясов по высоте, каждый из которых, в свою очередь, разделен на несколько сегментов по окружности.

Перед установкой на место крышку обычно укрупняют в единое целое, а иногда и в целый блок гидроагрегата в составе крышки гидротурбины, опоры регулирующего кольца и опоры подпятника гидрогенератора (рис. 91).

Нижней части крышки, граничащей с потоком воды, придают обтекаемую форму.

В конструкциях гидроагрегатов с расположением подпятника на крестовине гидрогенератора крышку гидротурбины рассчитывают на силы, действующие вверх, вызываемые максимально возможным давлением на нее со стороны потока воды, и на силы, действующие вниз, получаемые при максимальном разрежении под ней, образующемся при сбросах нагрузок с агрегата. В тех конструкциях гидроагрегатов, где опора подпятника расположена на крышке гидротурбины, эту крышку рассчитывают только на силы, действующие вниз, получаемые за счет веса ротора гидроагрегата, давления воды на рабочее колесо и максимально возможного вакуума под крышкой при сбросах с агрегата нагрузок. Силы, действующие вверх (от потока воды), в этом случае в расчет не принимаются, так как их величина по сравнению с усилиями, действующими вниз, несравнимо мала.

В настоящее время в конструкциях гидротурбин стали находить применение крышки мостового типа.

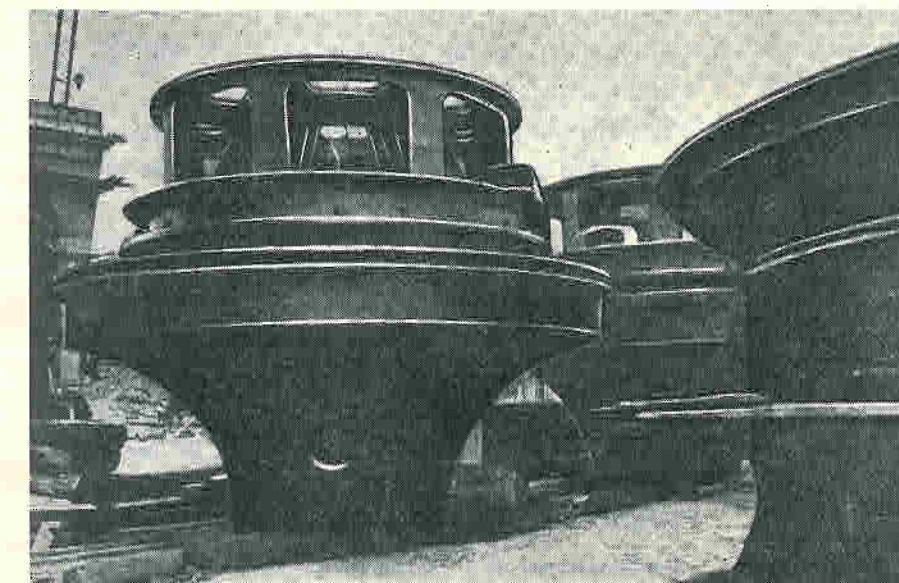


Рис. 91. Укрупненные блоки гидроагрегатов в составе крышки гидротурбины, опоры регулирующего кольца и опоры подпятника гидрогенератора

Fig. 91. Enlarged assemblies of hydropower units comprising hydraulic turbine headcovers, shifting ring and generator thrust bearing supports

4-11. HYDRAULIC TURBINES HEADCOVERS

A. MECHANICAL DESIGN AND PURPOSE

The turbine headcover is a cast or welded structure which may be made integral or built up of two or more belts over its height, each of the belts being subdivided in its turn into several sections over the periphery.

Usually the turbine headcover is assembled into a whole prior to installing in the working position. Sometimes the turbine headcover is assembled with operating ring support and the hydrogenerator thrust bearing support (Fig. 91).

The bottom part of the headcover, which is in contact with water flow, is made of a streamlined shape.

Where the thrust bearing is arranged on the hydrogenerator bracket, the turbine headcover is designed to sustain forces acting upwards and resulting from the maximum possible water pressure onto the cover as well as forces directed downwards and initiated by the maximum rarefaction under the cover occurring during load shedding. In hydroelectric generating units with thrust bearing seats arranged on the turbine headcover this latter is designed to sustain only the downward forces due to the hydropower unit rotor mass, water pressure upon the runner and maximum possible vacuum under the turbine cover at load shedding. Forces acting upwards (from the water flow) are not accounted for in this case since they are negligible as compared with those acting downwards.

At present turbine headcovers of the so-called bridge type have found application in designs of hydraulic turbines.

Б. МОНТАЖ

Крышку гидротурбины обычно устанавливают на место полностью собранной в единое целое на монтажной площадке, а иногда даже и более крупным блоком, состоящим из крышки гидротурбины, опоры регулирующего кольца и опоры подпятника. Ставят крышку на место после опускания рабочего колеса в камеру, но обычно до точного центрирования вала турбины. В тех случаях, когда диаметр отверстия в нижнем поясе крышки меньше диаметра верхнего фланца турбинного вала, половинки нижнего пояса опускают на рабочее колесо до установки на место верхней кольцевой части крышки. Затем после установки верхней части крышки половинки нижнего пояса соединяют в одно кольцо и подтягивают либо на удлиненных шпильках, либо с помощью крана, талей или домкратов к нижнему фланцу пояса крышки, сопрягаемого с нижним кольцом. После этого производят окончательное крепление кольцевого стыка болтами. Чтобы предотвратить протечки воды, между плоскостями разъема составных элементов крышки кладут слой густо разведенного на натуральной олифе свинцового сурика, а между сопрягаемыми фланцами на крышке и на верхнем опорном кольце — резиновый шнур или промазанную суриком парусиновую ткань. Крышки центрируют относительно вала с такой точностью, чтобы имелась возможность поставить и отцентрировать затем с требуемой по техническим условиям точностью корпус подшипника.

Если при изготовлении крышки или опорного кольца был допущен дефект, из-за которого крышку нельзя поставить в концентричное с валом положение, то часть отверстий на крышке под шпильки крепления, а иногда и все рассверливают на больший диаметр, обеспечивающий передвижку крышки в концентричное с валом положение. Иногда при этом также приходится производить заливку или рубку посадочного буртика на крышке или заточки на опорном кольце.

После окончательного центрирования и раскрепления крышки ее штифуют несколькими припасочными штифтами, поставляемыми вместе с гидротурбиной. Сверление и развертывание отверстий для штифтовки крышки, а равно и других узлов гидроагрегата обычно производят пневматической машинкой, а при больших диаметрах — пневматической машинкой через специальный редуктор. При установке штифтов следует обращать внимание на то, чтобы отверстия для них не были сквозными, так как это приводит к выталкиванию давлением воды штифтов и к образованию в шахте гидротурбины сильных фонтанов. Это особенно важно для высоко- и средненапорных гидротурбин.

В. ERECTION

The turbine headcover is usually installed into the design position as a whole unit pre-assembled on the assembly floor of the powerhouse. Sometimes it is included into an even larger assembly comprising the turbine headcover, the shifting ring support and the thrust bearing seat. The turbine headcover is installed in its design position after lowering the runner into the throat ring but usually prior to accurate centring of the turbine shaft. In case the diameter of the hole in the lower belt of the cover is smaller than the diameter of the turbine shaft top flange, the halves of the lower belt are lowered onto the runner prior to the installation of the upper annular part of the headcover. Then, with the upper part of the headcover already installed, both the halves of the lower belt are integrated into one ring and pulled up with the help of elongated stud bolts or a crane, tackles and jacks to the bottom flange of the cover belt adjoining the lower ring. Then the annular joint is finally bolted. To prevent water leakage a generous coat of minium diluted in boiled linseed oil is applied to the joints of the headcover component parts. In flange joints on the cover and in the upper supporting ring a rubber cord or canvas coated with minium is placed. The covers are centred in respect to the shaft with an accuracy providing for placing and centring the bearing housing with the specified accuracy.

In case manufacturing defects are revealed in the headcover or the supporting ring, so that these parts fail to be positioned concentrically in respect to the shaft, some stud bolt holes in the cover (and sometimes — all the holes) are to be bored or reamed to a larger diameter so as to make it possible to shift the headcover to a position in which it is concentric with the shaft. In doing this it may be required to file or chisel the fitting fillet on the cover or the neck on the supporting ring.

After the headcover is finally centred and secured, it is fixed on fitting pins supplied complete with the turbine. Drilling and reaming holes for the cover pins and for other assemblies of the hydropower unit is usually carried out with the help of a pneumatic drill and in case of large diameters — with the help of a pneumatic tool through a special reduction unit. When mounting pins care should be taken to prevent making through holes in which case pins will be pushed out by water pressure and water spouts will appear in the turbine pit. This is especially important in case of medium-head and high-head turbines.

4-12. ЦЕНТРИРОВАНИЕ ВАЛОВ ГИДРОТУРБИН

Вал гидротурбины после его окончательного центрирования является исходной базой при дальнейшем монтаже узлов всего гидроагрегата. Поэтому его необходимо отцентрировать так, чтобы ось его была строго вертикальной и совпадала с осью камеры рабочего колеса у поворотно-лопастных гидротурбин и с осью неподвижных уплотнительных колец у радиально-осевых гидротурбин. Описывая установку рабочих колес в кратере, мы уже отмечали, что при центрировании их по зазорам и высоте вал предварительно устанавливают в вертикальное положение с некоторой неточностью. Поэтому при окончательном центрировании вала отклонение его оси от прежнего положения будет ничтожным, и изменение зазоров между колесом и неподвижными элементами не будет иметь практического значения.

Валы гидротурбин, согласно техническим условиям на монтаж вертикальных гидроагрегатов, центрируют до такой степени точности, при которой относительное отклонение их оси от вертикали не превышает 0,02 мм на каждый метр длины вала.

В настоящее время центрирование вала можно успешно производить по более точным обыкновенным и рамочным уровням первой группы с ценой деления, равной 0,02 мм на 1 м длины, что в зарубежной практике монтажа уже широко распространено. При этом уровень устанавливают на поверхность верхнего фланца последовательно в четырех местах, находящихся на одинаковых расстояниях от центра и расположенных на двух взаимно перпендикулярных диаметрах. Если при проверке уровнем на поверхности фланца будет обнаружена некоторая вогнутость или выпуклость, это должно быть соответственно скорректировано.

Кроме того, для контроля сделанных замеров целесообразно также произвести проверку вертикальности вала по рамочному уровню путем прикладывания его сбоку вала также в четырех местах на одинаковой высоте вала. Если при проверке рамочным уровнем будет обнаружена конусность вала, вызванная неточностью обработки, это также должно быть учтено при определении действительного положения оси вала.

Более точно центрирование вала производят по четырем струнам. Сущность такого центрирования сводится к следующему. На верхнем фланце турбинного вала размещают и надежно закрепляют специальную крестообразную конструкцию, сделанную из труб или угольников. Между этой крестовиной и фланцем вала помещают электроизоляционную прокладку, которая в дальнейшем, при отсутствии касания штихмасса о струну, препятствует прохождению тока через крестовину к валу (рис. 92). К концам крестовины прикрепляют стальные струны с грузами, которые опускают в сосуды с маслом,

4-12. ALIGNMENT OF TURBINE SHAFTS

After a final alignment, the turbine shaft provides a reference base for further erection of all the parts of the hydropower unit. Hence, the shaft should be centred and aligned so that its axis is strictly vertical and aligned with the centre line of the runner throat ring for adjustable-blade turbines and with the centre line of fixed sealing rings of radial-axial turbines. It was noted when describing installation of the runner in the turbine pit that the shaft is first installed in the vertical position with some degree of inaccuracy when centring the runner in respect to clearances and in elevation. For this reason, the deflection of the shaft centre line from the previous position will be negligible after its final alignment and variations in clearances between the runner and the fixed elements will be practically of no importance.

According to specifications for the erection of vertical-shaft hydropower units, hydraulic turbine shafts are to be aligned with such a degree of accuracy that the relative deviation of their centre line from the vertical is not in excess of 0.02 mm per meter of the shaft length.

At present, the shaft may be aligned more accurately with the help of conventional and frame-type first-class levels having a scale increment of 0.02 mm per one meter of length. These levels are widely used in the erection abroad. The level is placed in succession on the top flange surface at four points equally spaced from the centre and located on the ends of two mutually normal diameters. In case any concavity or convexity will be revealed on the flange top surface when checking it with the help of a level, the flaws are to be corrected correspondingly.

Besides, it is also advisable to check the shaft for its vertical position applying a frame-type level to the shaft sides also at four points on the same height. This helps in checking the results of measurements made previously. In case the check with the help of a frame-type level will reveal taper of the shaft due to inadequate machining this should be also taken into consideration when determining the actual position of the shaft centre line.

A more accurate alignment of the shaft is carried out with the help of four strings. This method amounts to the following. A special cross-shaped structure made of steel or angle plates is mounted and securely fixed on the top of the turbine shaft. Between this cross-piece and the shaft flange an insulating gasket is fitted to isolate the former from electric current on condition that the pin gauge is not in contact with the string (Fig. 92). The ends of the cross-piece are attached to steel strings with weights immersed in oil vessels placed

расположенные на крышке турбины. Сосуды с маслом применяют для того, чтобы струна, прикоснувшись к штихмассе, быстрее прекратила свои колебательные движения и пришла в первоначальное статическое состояние.

Струны рекомендуется навешивать ближе к валу и по возможности на равном расстоянии от него, что обеспечивает более точное и быстрое центрирование вала.

Применяемые при центрировании грузы (отвесы) должны быть такой величины, чтобы обеспечивалось хорошее натяжение струн, равное примерно усилию около 80—90 кгс/мм². Для обычно применяемых струн диаметром 0,3 мм это соответствует грузу, равному 5,5—6 кгс на каждую струну. Форма этих отвесов — цилиндрическая, с заостренным нижним концом. После навески струн и установки успокоительных сосудов с маслом собирают электрическую схему для центрирования вала. Для этого зажимы источника постоянного тока (обычно сухих батареек от полевых телефонных аппаратов) присоединяют к крестовине и через милливольтметр или миллиамперметр — к валу турбины. Иногда вместо электроизмерительных приборов применяют радионаушники.

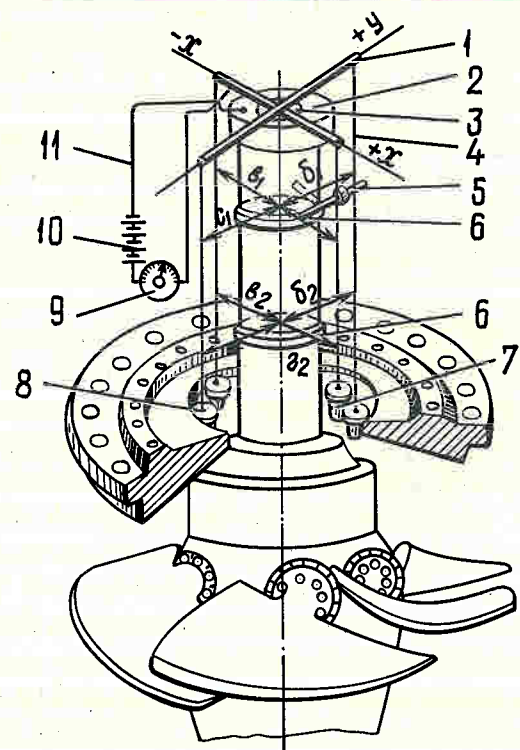


Рис. 92. Схема центрирования вала гидротурбины по струнам:

1 — крестовина; 2 — вал; 3 — изоляционная прокладка; 4 — струна; 5 — штихмасса; 6 — опорный хомут; 7 — сосуд с маслом; 8 — отвес; 9 — милливольтметр или миллиамперметр; 10 — сухая батарея; 11 — проводник

Fig. 92. Alignment of turbine shaft by piano wire: 1 — bracket; 2 — shaft; 3 — insulating gasket; 4 — piano wire; 5 — pin gauge; 6 — strap; 7 — oil vessel; 8 — plumb; 9 — millivoltmeter or milliammeter; 10 — dry battery; 11 — conductor

on the turbine headcover and intended to damp oscillations arising when the string touches the pin and to return the string to its initial state of static rest.

It is recommended to suspend the strings close to the shaft and, if possible, at equal distances from it, this providing for more quick and accurate alignment of the shaft.

The weights used for alignment should be heavy enough to ensure adequate tension of strings corresponding to about 80 to 90 kgf/mm². For strings 0.3 mm in diameter, which are commonly employed for the purpose, the weight required for one string is to be 5.5 to 6 kgf. These weights are to be cylindrical in shape and have a conical bottom. Upon suspending the strings and installing oil dampers the electric circuit for the shaft alignment is to be set up. For the purpose, the terminals of a direct-current source (usually dry batteries of a field telephone set) are connected to the cross-piece and (through a millivoltmeter or a milliammeter) to the turbine shaft. Sometimes headphones are used instead of electrical measuring instruments.

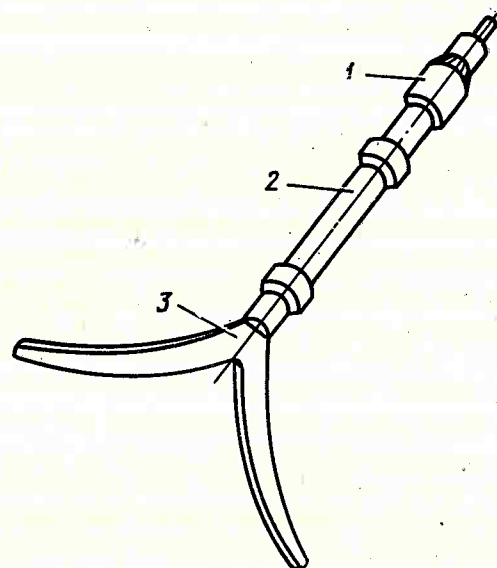


Рис. 93. Вилка для центрирования валов гидроагрегатов:

1 — микрометрическая головка; 2 — удлинитель из набора штихмассы; 3 — вилка

Fig. 93. Fork for alignment of hydropower unit shafts: 1 — micrometer head; 2 — attenuator of pin gauge set; 3 — fork

Ввиду наличия между крестовиной и фланцем вала изоляционной прокладки электрическая цепь в данном случае окажется разомкнутой и стрелка прибора будет стоять на нуле. Затем на вал турбины надевают два специальных упорных хомута с таким расчетом, чтобы расстояние их друг от друга было по возможности больше и чтобы верхняя опорная плоскость каждого из них занимала относительно горизонтальное положение. Для замера расстояния от каждой струны до вала в двух его сечениях применяют специальную вилку (рис. 93), в которую ввертывают микрометрическую головку и удлинитель из набора от штихмассы.

Техника замеров положения вала относительно вертикальной оси сводится к следующему: опираясь вилкой 5 на хомут 6 (рис. 92) и плотно, но без больших усилий прижимая ее рога к валу, перемещают головку штихмассы в вертикальной и горизонтальной плоскостях и тем самым определяют, или, как принято говорить у монтажников, нащупывают наикратчайшее расстояние от вала до соответствующей струны. При этом замеряют только относительные величины, т.е. размеры выдвигаемой головки без учета длины вилки и вставки. Длину измерительного устройства при замерах изменяют поворотом микрометрической головки. Подлежит учету только такое замеряемое расстояние, при котором касание микрометрической головки к струне будет самым ничтожным. Нужную степень касания определяют: при пользовании милливольтметром — отклонением стрелки не больше чем на два-три деления, а при пользовании наушниками — едва слышимым шорохом в наушниках. Записав замеренные таким способом относительные величины расстояний от вала до соответствующих струн в восьми отмеченных на рис. 92 положениях ($a_1, b_1, v_1, z_1, a_2, b_2, v_2, z_2$), определяют степень отклонения оси вала от вертикали.

Приведем расчет отклонений оси вала от вертикали, сделанный, исходя из реальных условий, заключающихся в том, что все струны находятся не на одинаковом расстоянии от оси вала, и вал по конструкции или из-за неточности изготовления в местах замеров имеет разные диаметры. Для наглядности представления об отклонении оси вала от вертикали в каждой плоскости, через которые проходят две противоположно расположенные струны, мысленно нанесем оси I—I и II—II, делящие пополам расстояния между каждой парой струн (рис. 94). Затем путем вычитания определим разности замеров: $a_1 - b_1 = \Delta a_1 b_1$; $a_2 - b_2 = \Delta a_2 b_2$; $v_1 - z_1 = \Delta v_1 z_1$; $v_2 - z_2 = \Delta v_2 z_2$. Полученные разности отложим от осей I—I и II—II на осях x_1 и x_2 и на конечных границах этих величин установим соответствующие точки 1, 2, 3 и 4. При этом значения со знаком плюс отложим в правую сторону от осей I—I и II—II, а значения со знаком минус — в левую сторону. Нетрудно заметить, что прямые линии, прохо-

Due to the presence of an electrical insulating gasket between the cross-piece and the shaft flange the electric circuit will be open in this case and the instrument pointer will remain at zero. Then two special thrust collars are fitted on the turbine shaft and spaced apart as far as possible so that the top bearing plane of each of them is relatively horizontal. To measure the distance between each string and the shaft in two sections a special fork (Fig. 93) incorporating a micrometer head and a pin gauge extender is used.

The procedure of measuring the vertical position of the shaft is as follows: resting with fork 5 on collar 6 (Fig. 92) and pressing its horns to the shaft tightly but without undue efforts, the pin gauge is moved both in the vertical and horizontal planes thus determining, or rather "feeling", the shortest distance between the shaft and the nearest string. In doing so, only relative values, that is the dimensions of the protruding head, less the length of the fork and extender, are measured. In the process, the length of the measuring gauge is varied by turning the micrometer head. Only such measured distances are to be taken into account and recorded at which the contact of the micrometer head with the string is the weakest. The required degree of contact is determined as follows: when using a millivoltmeter, the pointer deflection is to be not more than two or three scale divisions and when using headphones only hardly audible noise is to be heard in the headphones. Relative distances between the shaft and the corresponding strings measured at eight points shown in Fig. 92 ($a_1, b_1, v_1, z_1, a_2, b_2, v_2, z_2$) are put down and the degree of the shaft deviation from the vertical is determined.

An example of how to calculate the deviation of a shaft from the vertical is given below. This calculation is made proceeding from actual conditions, that is assuming that all the distances between the shaft and the strings are unequal and the diameter of the shaft at different sections is not the same either due to design or manufacturing errors. To illustrate the situation showing how the shaft centre line deviates from the vertical, let us draw imaginary axes I—I and II—II in each plane passing two opposite strings, so that the distance between each pair of strings is halved (Fig. 94). Then, by subtracting the differences in measured values are determined: $a_1 - b_1 = \Delta a_1 b_1$; $a_2 - b_2 = \Delta a_2 b_2$; $v_1 - z_1 = \Delta v_1 z_1$; $v_2 - z_2 = \Delta v_2 z_2$. Differences obtained are plotted from axes I—I and II—II on axes x_1 and x_2 and on the end boundaries of these values corresponding points 1, 2, 3 and 4 are marked. The positive values are plotted to the right from axes I—I and II—II and the negative values, to the left of them. It is easy to note that the straight lines passing through these points in both mutually normal vertical sections coincide and form the centre-line of the actual posi-

дящие через эти точки в обоих взаимно перпендикулярных вертикальных сечениях, совпадут между собой и явятся осью действительного положения вала гидротурбины, которая наглядно покажет, в какую сторону наклонен вал.

Величина наклона вала на длине l в каждой замеренной вертикальной плоскости будет соответственно равна сумме абсолютных величин расстояний от осей I—I и II—II до соответствующих точек на осях x_1 и x_2 , т.е.: $\Delta I = [\Delta a_1 b_1] + [\Delta a_2 b_2]$ и $\Delta II = [\Delta e_1 z_1] + [\Delta e_2 z_2]$, где ΔI и ΔII — величины наклона в каждой из замеренных взаимно перпендикулярных плоскостей.

Абсолютную величину действительного наклона вала Δd можно определить по формуле: $\Delta d = \sqrt{\Delta I^2 + \Delta II^2}$, где Δd — максимальная величина уклона вала на участке длиной l .

Для определения относительного уклона вала значение абсолютного уклона разделим на длину l . Таким образом, относительный уклон найдем из соотношения $\Delta l = \Delta d/l$, где Δl — относительный уклон вала.

Если после подсчета величина относительного уклона будет больше 0,02 мм/м, то положение вала относительно вертикали изменим до требуемой точности. У поворотно-лопастных гидротурбин сделаем это, изменив длину подвесок подтяжкой гаек на них, а у радиально-осевых — путем подбивки парных встречных клиньев, заложенных под ободом рабочего колеса.

Для лучшего освоения вопросов центрирования ниже рассмотрим конкретный пример. Допустим, что нами получены следующие данные замеров по головке штихмасса (рис. 94): $a_1 = 4,25$; $b_1 = 3,46$;

tion of the turbine shaft thereby showing to which side the shaft is inclined.

The amount of inclination of the shaft on length "l" in each measured vertical plane will be correspondingly equal to the sum of absolute values of distances from axes I—I and II—II to corresponding points on axes x_1 and x_2 , that is:

$\Delta I = [\Delta a_1 b_1] + [\Delta a_2 b_2]$ and $\Delta II = [\Delta e_1 z_1] + [\Delta e_2 z_2]$, where ΔI and ΔII show the amount of inclination in each of the two mutually normal measured planes.

The absolute actual inclination of the shaft can be found from the equation: $\Delta d = \sqrt{\Delta I^2 + \Delta II^2}$, where Δd is maximum inclination of the shaft on length "l".

To determine a relative inclination of the shaft, the absolute inclination is to be divided by length "l". Thus, the relative inclination is found from the equation $\Delta l = \Delta d/l$, where Δl is relative inclination of the shaft.

If relative inclination is in excess of 0.02 mm/m the position of the shaft in respect to the vertical is to be corrected. In adjustable-blade turbines this correction is made by changing the length of suspensions through tightening the nuts on them; in radial-axial turbines the correction is made by fitting paired oppositely wedges under the runner rim.

To give better insight into the problems of shaft alignment an illustrating example is given below. Let us assume that the head of the pin gauge gives the following readings (Fig. 94): $a_1 = 4.25$; $b_1 = 3.46$;

$a_2 = 2.31$; $b_2 = 3.40$ и соответственно $e_1 = 4.05$; $e_2 = 3.85$; $z_1 = 3.26$; $z_2 = 2.64$. Определим разности замеров:

$$\begin{aligned} \Delta a_1 b_1 &= a_1 - b_1 = 4.25 - 3.46 = 0.79 \text{ мм;} \\ \Delta a_2 b_2 &= a_2 - b_2 = 2.31 - 3.40 = -1.09 \text{ мм;} \\ \Delta e_1 z_1 &= e_1 - z_1 = 4.05 - 3.85 = 0.20 \text{ мм;} \\ \Delta e_2 z_2 &= e_2 - z_2 = 3.26 - 2.64 = 0.62 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Полученные величины отложим соответственно от осей I—I и II—II и на осях x_1 и x_2 отметим точки 1, 2, 3 и 4. Заметим, что точки 1, 3, 4 будут находиться по правую сторону от осей I и II, а точка 2 — по левую сторону от оси I—I, так как разность $a_2 - b_2$ имеет отрицательное значение. Соединив точку 1 с точкой 2 и точку 3 с точкой 4, получим прямые линии, совпадающие между собой и с осью вала гидротурбины.

Уклон вала в каждой из двух рассматриваемых плоскостей на длине l будет соответственно иметь следующие значения:

$$\begin{aligned} \Delta I &= [0.79] + [1.09] = 1.88 \text{ мм;} \\ \Delta II &= [0.2] + [0.62] = 0.82 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Абсолютный уклон определим из следующего равенства:

$$\Delta d = \sqrt{(1.88)^2 + (0.82)^2} \approx 2 \text{ мм.}$$

Относительный уклон при $l = 4$ м составит $\Delta l = 2/4 = 0.5$ мм/м.

Полученные нами данные значения уклона явно велики, в силу чего вал следует доцентрировать до требуемых значений способом, указанным выше.

4-13. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ПОДШИПНИКИ ГИДРОТУРБИН

A. КОНСТРУКЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ

Направляющий подшипник любой гидротурбины представляет собой узел, состоящий из ряда крупных и мелких деталей. Конструкции подшипниковых узлов отличаются друг от друга компоновкой, системой смазки и материалом вкладышей. Применение той или иной конструкции обуславливается как рабочими параметрами гидротурбины (скорость нагрузки и т.п.), так и техническими традициями фирм, изготавливающих гидротурбины.

В мелких гидротурбинах применяют подшипники с баббитовыми, резиновыми, лигнафольевыми и бакаутными вкладышами, а также подшипники качения. Крупные и средние гидротурбины делают с баббитовыми вкладышами, работающими с масляной или густой смазкой, а также с обрешиненными вкладышами, работающими с водяной смазкой. Применявшиеся ранее для крупных и средних гидротурбин лигнафольевые вкладыши теперь как у нас, так и за рубежом уже не ставятся, ввиду их

$z_1 = 3.85$; $z_2 = 3.26$; $z_2 = 2.64$ (all values in mm). The differences of measured values will be as follows:

$$\begin{aligned} \Delta a_1 b_1 &= a_1 - b_1 = 4.25 - 3.46 = 0.79 \text{ мм;} \\ \Delta a_2 b_2 &= a_2 - b_2 = 2.31 - 3.40 = -1.09 \text{ мм;} \\ \Delta e_1 z_1 &= e_1 - z_1 = 4.05 - 3.85 = 0.20 \text{ мм;} \\ \Delta e_2 z_2 &= e_2 - z_2 = 3.26 - 2.64 = 0.62 \text{ мм.} \end{aligned}$$

The values obtained are plotted correspondingly from axes I—I and II—II and points 1, 2, 3 and 4 are marked on axes x_1 and x_2 . It should be noted that points 1, 3 and 4 will be to the right of axes I and II and point 2 to the left of axis I—I because the $a_2 - b_2$ difference is negative. By connecting point 1 with point 2 and point 3 with point 4 straight lines are obtained coinciding with each other and with the turbine shaft centre line.

The inclination of the shaft in either direction on length will be, respectively:

$$\begin{aligned} \Delta I &= [0.79] + [1.09] = 1.88 \text{ мм;} \\ \Delta II &= [0.2] + [0.62] = 0.82 \text{ мм.} \end{aligned}$$

The absolute inclination is found from the following equation:

$$\Delta d = \sqrt{(1.88)^2 + (0.82)^2} \approx 2 \text{ мм.}$$

With $l = 4$ m the relative inclination is $\Delta l = 2/4 = 0.5$ mm/m.

The results obtained are obviously in excess of permissible inclinations. For this reason, the shaft should be aligned by the above described method until the required values are attained.

4-13. GUIDE BEARINGS OF HYDRAULIC TURBINES

A. CONSTRUCTION AND PURPOSE

The guide bearing of any hydraulic turbine is a unit consisting of a number of large and small parts. The guide bearing units differ by the make-up, lubrication system and material of bearing bushes. Use of one or another construction is governed by the operational characteristics of the turbine (rotational speed, load, etc.), and also by engineering traditions of the turbine Manufacturers.

In smaller turbines bearings with babbit, rubber, lignefol and rockwood bushes, as well as antifriction bearings are used. Large and medium-size turbines are manufactured with babbit bushings lubricated with oil or consistent grease as well as with water-lubricated rubber-covered bushes. Lignefol bushings used earlier for large and medium-size turbines in this country and abroad are not used at present due to their poor performance characteristics. Apart from reliability and ease of maintenance (this being the principal characteristic of the bearing) due consideration is given to the technological efficiency in the production, assembling, and production costs of the bearings.

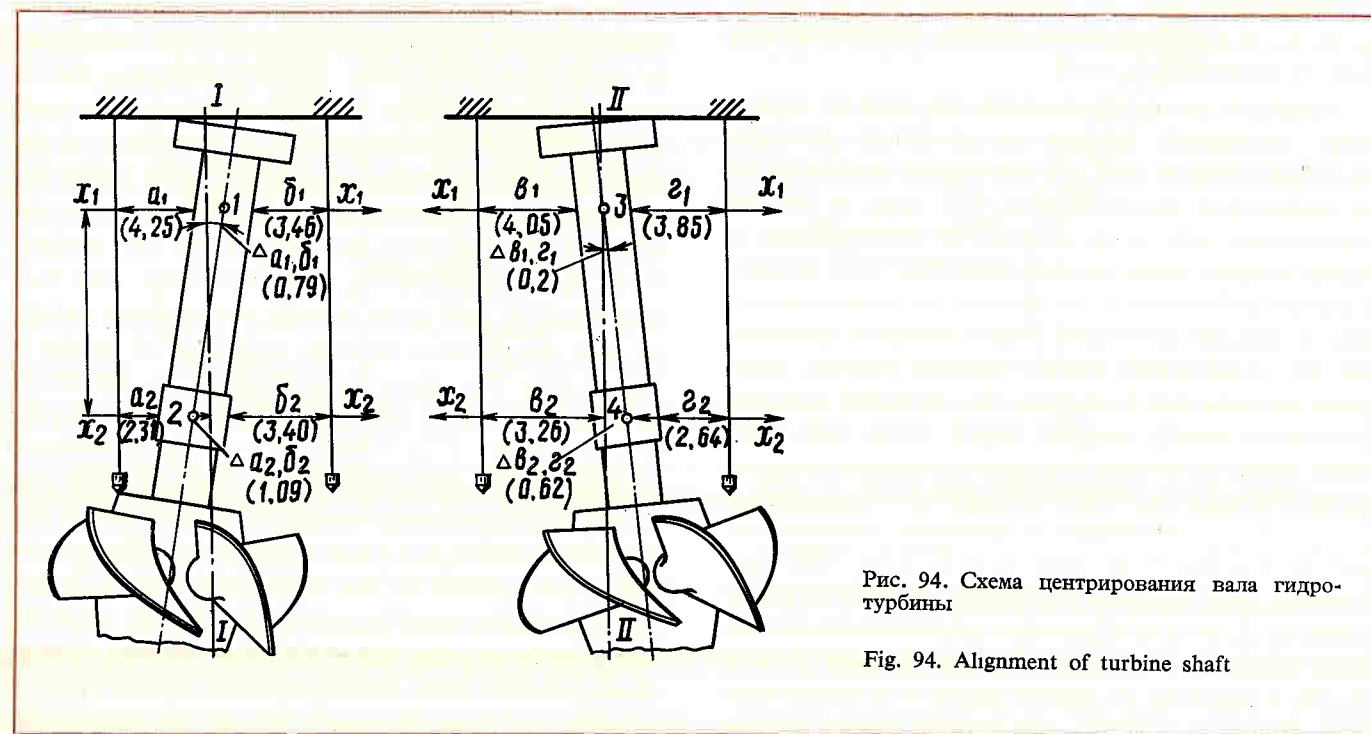


Рис. 94. Схема центрирования вала гидротурбины

Fig. 94. Alignment of turbine shaft

плохих эксплуатационных качеств. Помимо надежности и удобства в эксплуатации, что является главным показателем работы подшипника, при его конструировании учитывается также технологичность в изготовлении и монтаже и стоимость изготовления.

Потери на трение в подшипнике большого значения не имеют, так как в крупных гидроагрегатах они составляют лишь 0,003—0,004% отдаваемой мощности. Вполне очевидно, что разница в потерях, зависящая от конструкции подшипника, будет весьма малой и, конечно, не сопоставимой с потерями, возможными из-за ненадежности его работы. Зазор в подшипниках практически не оказывает никакого влияния на величину потерь от трения, а влияет лишь на работу гидроагрегата с точки зрения температурного режима и вибраций. Поэтому зазоры в подшипнике выбирают такими, чтобы температура в нем не превышала 65—70°C и чтобы при этом из-за больших зазоров не наблюдались повышенные вибрации гидроагрегата.

Диаметральный зазор подшипников с баббитовыми вкладышами некоторыми зарубежными фирмами принимается по формуле:

$$\delta = 0,15 \frac{0,2d}{1000} \text{ мм,}$$

где δ — диаметральный зазор; d — диаметр шейки вала.

В отечественном гидротурбостроении подшипники с баббитовыми вкладышами в настоящее время применяются редко, так как вытеснены подшипниками с обрешиненными вкладышами.

Применяемые же подшипники с баббитовыми вкладышами имеют зазоры несколько больше получаемых по приведенной формуле. Так, подшипники с диаметром вала от 600 до 1000 мм имели диаметральный зазор порядка 0,3—0,45 мм, а подшипники с диаметром вала более 1000 мм — порядка 0,4—0,55 мм.

Подшипники с обрешиненными вкладышами имеют диаметральный зазор 0,25—0,3 мм, независимо от диаметра шейки вала. При проверке этого зазора должна учитываться окружающая температура, так как сталь и резина имеют разные коэффициенты линейного расширения. Поэтому при низких отрицательных температурах этот зазор должен быть больше проектного на величину, соответствующую разности в расширениях вала и вкладыша.

Ниже рассмотрим несколько типов конструкций подшипников с баббитовыми и обрешиненными вкладышами.

Один из типов подшипников с масляной смазкой показан на рис. 95. Они состоят из разъемного корпуса 1, отлитого из чугуна или стали, вкладышей 3 с залитой баббитом внутренней поверхностью, верхней масляной ванны 4, нижней масляной ванны 2, вращающейся вместе с валом, и насосов 5, 6, и 7, получающих вращение соответственно от шестерни, насаженной на валу

Friction losses in the bearing are of minor importance as for large hydroelectric generating units they account only for 0.003 to 0.004 per cent of power output. It is quite obvious that the difference in friction losses for different types of bearings will be very small and is, of course, quite incomparable with losses due to unreliable performance of the bearing. The bearing clearance does not practically produce any effect on friction losses and influences only hydropower unit temperature conditions and vibrations. For this reason, the bearing clearances are chosen so that their temperature is not above 65 to 70°C. The bearing clearances must not be too large to cause excessive vibrations of the hydropower unit.

The diametral clearance in bearings with babbitt-lined bushes is determined by some turbine foreign manufacturers from the formula:

$$\delta = 0.15 \frac{0.2 d}{1,000} \text{ mm.}$$

where δ is the diametral clearance and d is diameter of the shaft journal.

In the Soviet practice of hydraulic turbine manufacturing bearings with babbitt-lined bushes are used seldom; they are superseded by bearings with rubber-covered bushes.

Bearings with babbitt-lined bushings, where used, have clearances slightly greater than those determined from the above formula. So, bearings for shaft diameters from 600 to 1,000 mm have a diametral clearance of 0.3 to 0.45 mm, and the diametral clearance for turbine shafts with diameters over 1,000 mm ranges from 0.4 to 0.55 mm.

Bearings with rubber-lined bushes have a diametral clearance ranging from 0.25 to 0.3 mm irrespective of the journal diameter. When checking this clearance, the ambient temperature should be taken into account because steel and rubber have different linear expansion coefficients. Because of this the diametral clearance for temperatures below zero is to be in excess of the design clearance by a value corresponding to the difference in linear expansion of the shaft and bush.

Described below are some types of bearings with babbitt-lined and rubber-covered bushes.

One of the types of oil-lubricated bearings is shown by Fig. 95. This bearing comprises a cast iron or steel split housing 1, babbitt-lined bushes 3, upper oil bath 4, lower oil bath 2 revolving together with the shaft, and pumps 5, 6, 7 driven, respectively, by a gear wheel fitted on the turbine shaft and by a.c. and d.c. motors. A labyrinth seal is provided under the lower oil bath to prevent water penetration into the bath. The seals in this type of bearings are generally made as labyrinth seals, stuffing boxes, graphite segments present against the shaft by springs (such as of the Hoon type) and other similar constructions.

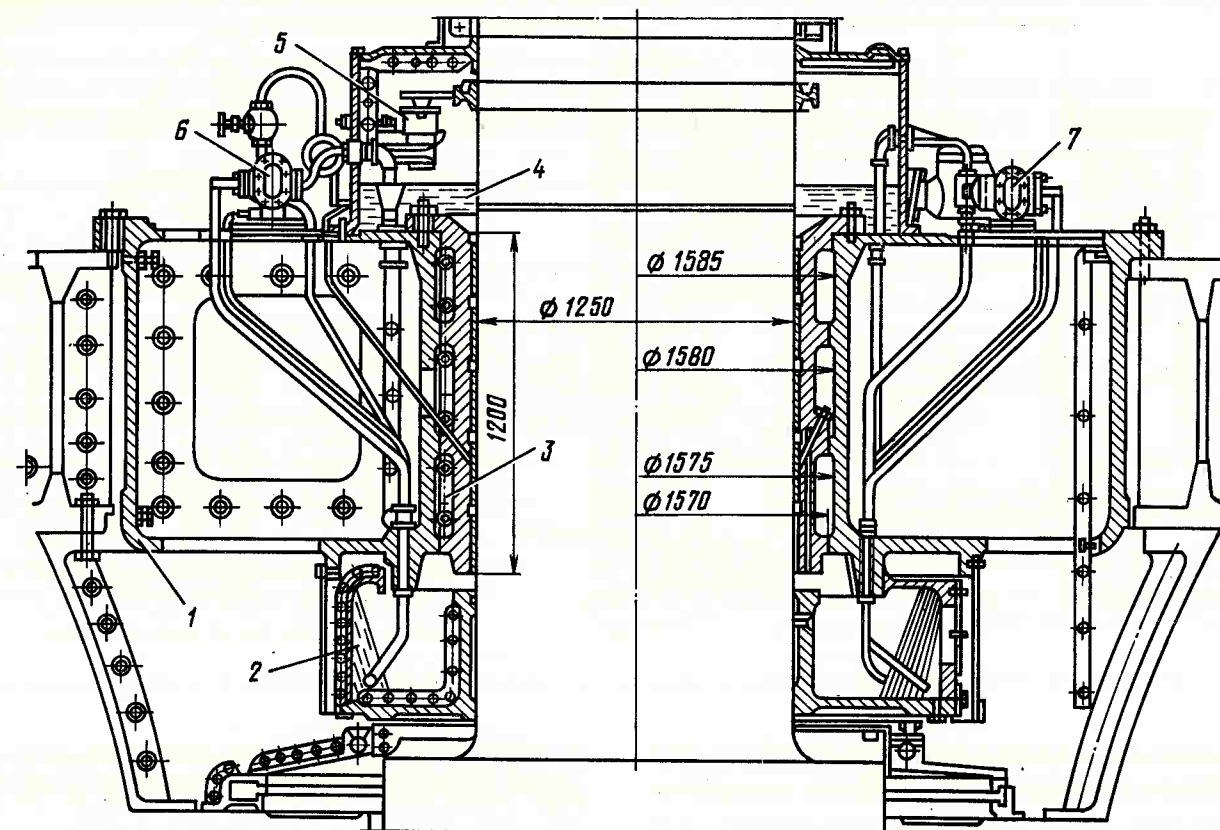


Рис. 95. Подшипник гидротурбины с масляной смазкой от насосов

Fig. 95. Turbine bearing with oil lubrication from pumps

турбин, и от моторов переменного и постоянного тока. Чтобы предотвратить попадание воды в нижнюю масляную ванну, под ней устроено лабиринтное уплотнение. Вообще же в этом типе подшипников уплотнения выполняются в виде лабиринтов, сальников, графитовых сегментов, прижимаемых к валу пружинами (тип Хуна), и других подобных конструкций.

Масло из нижней вращающейся ванны 2 шестеренчатым насосом 5 подается в верхнюю ванну, откуда, попадая в зазор подшипника, обеспечивает смазку трущихся пар. Излишне поданное в верхнюю ванну масло сливается через запорную трубу в нижнюю ванну. Если уровень масла в верхней ванне окажется ниже нормы из-за плохой работы насоса или по какой-либо другой причине, то от поплавкового реле включится другой (резервный) насос, приводимый в работу электроприводом. Так обеспечивается постоянный баланс уровней масла в верхней и нижней ваннах.

В другом типе баббитовых подшипников с масляной смазкой, которые в настоящее время находят широкое применение в зарубежном гидротурбостроении (рис. 96), масло подается в зазор между трущимися парами за счет скоростного напора, образуемого вращением вала. Этим напором по специальным спиральным канавкам, сделанным в баббите вкладыша,

Oil is supplied by gear pump 5 from lower rotating bath 2 to the upper bath wherefrom it passes to the bearing clearance for lubricating the friction surfaces. Excess oil is drained from the upper bath to the lower bath through a pipe. In case oil level in the upper bath is below normal due to inadequate performance of the oil pump or for some other reason, the float relay actuates a stand-by motor-driven pump. Thus, a permanent balance of oil levels in the upper and lower baths is maintained.

In another type of babbitt-lined, oil-lubricated bearings (at present this type of bearings has found wide application in the turbine manufacturing abroad) shown by Fig. 96 oil is supplied to the clearance between the friction surfaces by velocity head built up due to the shaft rotation. This pressure forces the oil upwards along special spiral grooves made in the babbitt bushes thereby lubricating the shaft neck. The oil driven out due to the velocity head into the upper part of the bath through holes in the bearing bush ribs is drained back into the lower part of the bath. Thus a permanent circulation of oil is provided in the clearance between the friction surfaces. In contrast to the previously described type of bearings, this type

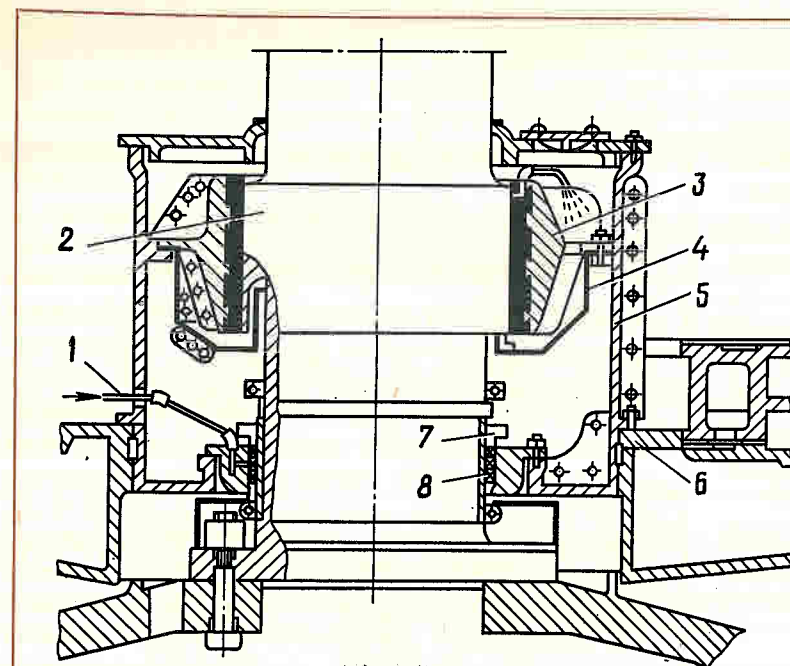


Рис. 96. Самосмазывающий подшипник гидротурбины:

1 — трубка подачи воды к сальнику из спиральной камеры; 2 — вал; 3 — вкладыш; 4 — ванна; 5 — корпус; 6 — опора; 7 — грундбукса сальника; 8 — набивка

Fig. 96. Self-lubricating turbine bearing:

1 — pipe supplying water to gland from scroll case; 2 — shaft; 3 — insertion piece; 4 — bath; 5 — housing; 6 — support; 7 — bottom box of gland; 8 — packing

масло поднимается вверх, обеспечивая смазку шейки вала. Масло, выгоняемое скоростным напором в верхнюю часть ванны через отверстия, сделанные в ребрах вкладыша подшипника, сливается обратно в нижнюю часть ванны, и тем самым обеспечивается непрерывная циркуляция его по зазору между трущимися парами. В отличие от ранее рассмотренного подшипника в этом типе подшипников имеется лишь одна верхняя ванна с выгородкой, заходящей в канавку, выточенную с нижней стороны шейки вала. Уплотнение, препятствующее попаданию воды в подшипник, выполнено здесь в виде сальника, но бывает и других видов. В работе подшипника не участвуют маслоснабсы, что делает его надежнее предыдущего.

Подшипники с густой пульсирующей смазкой и залитыми баббитом вкладышами широко применяются в зарубежном гидротурбостроении. Их эксплуатационные качества очень высоки: они надежны в работе, долговечны и просты в обслуживании. Смазка трущихся пар производится при помощи специального пресс-насоса, обеспечивающего пульсирующую подачу солидола в зазор между вкладышем и валом. Пройдя зазор, солидол падает в нижний бьеф. Однако эти невозвратимые потери солидола сравнительно невелики.

Недостатком этого типа подшипников является то, что для их изготовления требуется большое количество высококачественного баббита. Расход баббита на один подшипник с масляной или густой смазкой для крупных гидротурбин, подобных волжским, составит более 1000 кг. Плохо и то, что при пользовании этими подшипниками засоряются нефтепродуктами водные бассейны, что отрицательно сказывается на рыбном хозяйстве.

of bearings has only one upper bath with a baffle plate which enters the groove machined at the lower side of the shaft neck. A stuffing box functions in this bearing to prevent water penetration but other types of seals are also used. No oil pumps are required for operation, this making the bearing performance more reliable in comparison with the previous type of bearing.

Bearings with pulsating consistent grease lubrication and babbitt-lined bushes are widely used in turbine manufacture abroad. They feature high service properties, viz., reliability in operation, long useful life, and ease of maintenance. Lubrication of friction surfaces is afforded by a special press-pump which provides for pulsating supply of solid oil into the clearance between the shaft and the bush. On passing the clearance solid oil is discharged into the hydroelectric plant tailwater. These non-recoverable losses of solid oil, however, are comparatively small.

The great amount of high-quality babbitt required for the manufacture of these bearings is the main disadvantage of this type. The amount of babbitt required for one bearing with oil or solid oil lubrication is over 1,000 kg for large turbines, such as those installed in the Volga River hydroelectric power stations. Another disadvantage of these bearings is the pollution of water bodies with oil products, this adversely affecting the fisheries.

Due to the above-mentioned disadvantages, bearings with solid oil lubrication have not found wide applica-

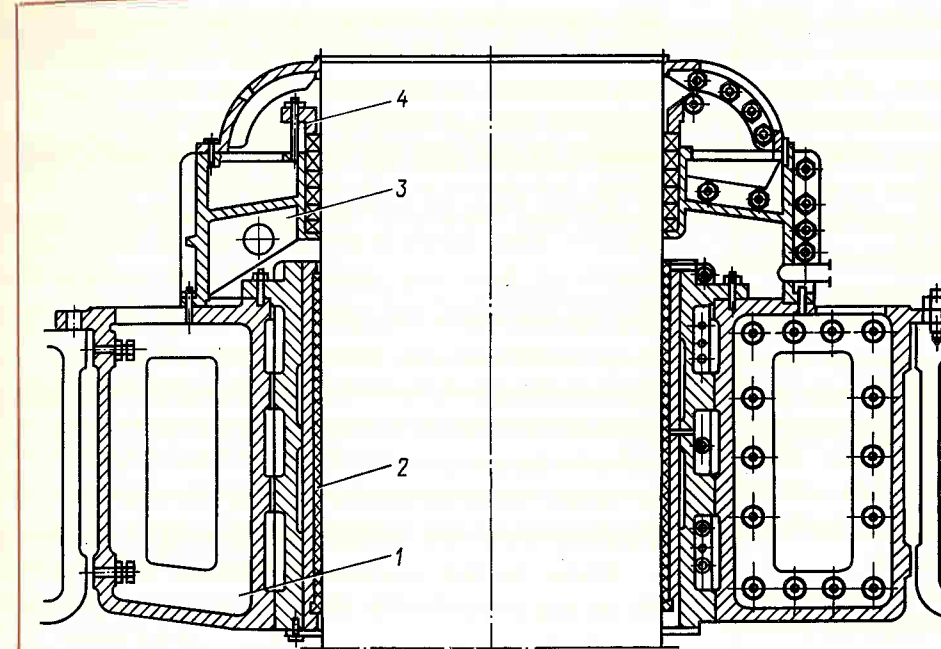


Рис. 97. Подшипник гидротурбины с обрезиненным вкладышем

Fig. 97. Turbine bearing with cut-off block

В силу указанных недостатков подшипники с густой смазкой в конструкциях отечественных гидротурбин не нашли себе широкого применения. Все крупные отечественные гидротурбины в настоящее время, как правило, оборудуются подшипниками с обрезиненными вкладышами, которые и рассматриваются ниже.

Подшипники с обрезиненными вкладышами, работающие на водяной смазке, просты в изготовлении, монтаже и эксплуатации и не требуют расхода дорогостоящего баббита. Один из таких подшипников, предназначенных для крупных гидротурбин, показан на рис. 97. Он состоит из чугунного корпуса 1, вкладыша 2, ванны 3, являющейся одновременно корпусом сальникового уплотнения, и грундбоксы 4.

Корпус подшипника собирают из двух или четырех сегментов, скрепленных между собой и с крышкой гидротурбины болтами и припасованными штифтами.

Установленный в расточке корпуса вкладыш также состоит из двух или четырех сегментов, внутренней поверхность которых завулканизирована специальной резиной. Эта резина имеет предел прочности на разрыв не менее 120 кгс/см², при относительном удлинении не менее 40% и прочности сцепления с металлом от сдвига не менее 40 кгс/см². На резиновой облицовке сделаны продольные канавки, имеющие пологий скос по ходу вращения, который обеспечивает лучший забор воды в зазор между валом и расточкой обрезиненного вкладыша.

На верхнем фланце корпуса подшипника установлена ванна, имеющая на примыкающей к валу части выточку, в которую закладывают сальниковую набивку из шести-семи витков просаленного

tion in Soviet hydraulic turbines. All large Soviet turbines are usually equipped at present with bearings having rubber-covered bushes which are described below.

Water-lubricated bearings with rubber-covered bushes feature ease of fabrication, erection and service and do not require expensive babbitt. One of such bearings intended for large hydraulic turbines is shown in Fig. 97. It comprises cast-iron housing 1, bushing 2, bath 3 (which is at the same time the gland seal body), and main neck bush 4.

The bearing housing is assembled of two or four segments connected to each other and to the turbine headcover with bolts and fitted stud bolts.

The bush installed in the housing bore also consists of two or four segments. The inner surface of these segments is vulcanized with special rubber. The ultimate tensile strength of this rubber is not less than 120 kgf/cm² at a relative elongation of not less than 40 per cent and a shear strength of adhesion with metal of not less than 40 kgf/cm². Longitudinal grooves are made in the rubber lining; these grooves are gently bevelled in the direction of rotation to provide for better penetration of water into the clearance between the shaft and the rubber-covered bush bore.

The upper flange of the bearing housing mounts a bath which has a recess on the side adjoining the shaft to receive six or seven turns of a greased hemp twist cord that function as a gland packing. The packing is pressed by main neck bush 4, this providing a

пенькового жгута. Набивка опрессовывается грунтовой буксой 4, что и обеспечивает уплотнение против больших протечек воды вверх по валу. (Небольшие просачивания допускаются и даже желательны для уменьшения нагрева сальника). Вода для смазки трущихся пар подается под давлением в ванну из системы технического водоснабжения или непосредственно из спирали. В том и другом случаях имеется и резервное питание от системы пожаротушения или от другого источника. Поданная к подшипнику вода, пройдя через зазоры, уходит на рабочее колесо гидротурбины. Протечки воды через сальник отводятся по трубе в водосборник, откуда периодически откачиваются самовсасывающим насосом, включаемым от поплавкового реле. Вода обычно подводится в подшипник по отдельным трубопроводам от двух независимых источников.

При нормальной эксплуатации вода подается так, что проходит по дороге очистительный фильтр и струйное реле, осуществляющее контроль этой подачи. Если расход воды, подаваемой в подшипник, становится ниже нормы, то струйное реле дает импульс на включение резервной подачи воды в подшипник от другого источника. Подача воды от резервного водоснабжения также производится через струйное реле, которое контролирует расход и, в случае его недопустимого уменьшения, дает импульс на остановку гидроагрегата.

Наряду с отмеченными выше положительными факторами подшипники с обрешеченными вкладышами имеют также ряд весьма существенных недостатков. Они совершенно не могут работать без воды, даже кратковременно, так как сразу же после прекращения подачи воды резина начинает наматываться на вал. Кроме того, резина совершенно не выносит попадания в подшипниковый зазор продуктов нефти (масла, керосина и т.п.), что может произойти не только при монтаже, но и в эксплуатации (вместе с охлаждающей водой). Даже незначительное попадание этих продуктов в зазор делает резину липкой, в результате чего она быстро начинает намазываться на вал.

Очень серьезным недостатком при работе таких подшипников на загрязненной воде является то, что они быстро изнашиваются, резко увеличивая зазор между трущимися парами. Изнашивается и приваренная к валу рубашка из нержавеющей стали. Ремонт этой рубашки представляет нелегкую и продолжительную работу, нередко влекущую за собой значительный простой гидроагрегатов. Обрешеченные подшипники, которые работают на воде средней загрязненности, требуют ежегодного ремонта, что же касается ремонта шеек на валу, то он производится значительно реже. Слабым местом в конструкции этого подшипникового узла является и сальниковое уплотнение, которое имеет контакт с рубашкой вала, вследствие чего последняя подвергается быстрому износу.

seal against heavy leakages of water over the shaft (minor leakages are admissible and even desirable as they contribute to the gland cooling). Water for lubrication of friction surfaces is supplied into the bath under pressure from the service water supply system or directly from the turbine scroll case. In either case, stand-by water supply is provided from the fire-fighting system or from any other source. On passing the bearing clearances, the water supplied to the bearing is discharged to the turbine runner. Water leaking through the gland is discharged via a pipe to a water sump wherefrom it is periodically pumped out by a self-priming pump actuated by a float relay. Water is usually supplied to the bearing through separate pipelines from two independent sources.

Under normal operating conditions water passes on its way a purification filter and a jet relay controlling the flow rate. In case the flow rate of water supplied to the bearing is below the specified value, the jet relay sends a pulse for actuating a stand-by water supply source. Water supplied from a stand-by is also fed through the jet relay. This relay controls the rate of flow and in the case of its inadmissible decrease sends a pulse for stopping the hydropower unit.

Besides the above-mentioned advantages the bearings with rubber-covered bushes possess a number of very substantial disadvantages. They are completely unable to operate without water even during short-time periods as the rubber starts smearing the shaft neck instantly after water supply is shut off. Besides, rubber should be kept free from oil products (lubricants, kerosene, etc.) penetrating into the bearing clearance, which may occur not only during the turbine erection but also in the course of operation (they may be brought in with cooling water). Even the smallest amount of such oil products in the bearing clearance makes the rubber sticky so it rapidly starts smearing the shaft neck.

Rapid wear of friction surfaces causing an increase in the clearance between them is the most serious disadvantage of these bearings when running with impure water. The stainless steel jacket welded to the shaft also rapidly wears out. The repair of this jacket is a difficult and a time-consuming work involving often long outages of the hydropower units. Rubber-covered bearings operating with water of medium impurity need repairs every year but the repair of shaft necks is to be carried out much more seldom. The gland seal is a weak point of this bearing as it contacts the shaft jacket, thus resulting in a speedy wear of the latter.

Применяемые в последнее время торцовые уплотнения пока еще не зарекомендовали себя с хорошей стороны, так как не обеспечивают надежной эксплуатации. Но если этот недостаток будет устранен, то они получат признание, так как при их ремонте не требуется обрабатывать вал, а достаточно проточить торцовую плоскость съемного контактного кольца.

Наиболее удачным является уплотнение, показанное на рис. 98, которым эксплуатационники некоторых ГЭС стали теперь заменять ранее выпущенные заводские сальниковые уплотнения. Вода, поступающая в ванну, давит на резиновые лепестки, создавая уплотнительный контакт между ними и контактным кольцом, что предотвращает протечки воды из ванны. Это уплотнение просто в изготовлении и надежно в работе.

Б. МОНТАЖ

Направляющие подшипники гидротурбин монтируют, как правило, после спаривания турбинного вала с генераторным, когда ротор всего гидроагрегата поставлен в центр и рабочее колесо расклинено по зазорам. Вкладыши подшипника надо до установки их на место проверить на сборочной площадке по находящемуся в горизонтальном положении валу, чтобы определить действительные зазоры и степень касания расточки вкладыша к шейке вала. Для этого сегменты вкладыша соединяют на валу в кольцо и, поворачивая последнее по шейке вала, замеряют снизу в четырех положениях диаметральный зазор по всей длине вкладыша. У подшипников с баббитовой заливкой каждый сегмент, кроме того, предварительно подшабривают по шейке вала до положения, обеспечивающего равномерное прикосновение баббитовой поверхности к шейке вала со степенью касания не менее чем 1—2 точки на 1 см². Касание баббитовой поверхности к валу определяют, поворачивая вкладыш на шейке вала, намазанной тонким слоем глазури.

Если проверка покажет, что зазоры между валом и расточкой во вкладыше больше чем на 20% отличаются от проектных, то приступают к регулировке.

Butt-end seals employed in the last few years have not yet proved themselves to be good because they do not guarantee a trouble-free service. However, if this shortcoming is eliminated, they will gain acceptance because their repair does not involve machining of the shaft; the only thing required will be machining of the end surface of the removable slip ring.

The real shown by Fig. 98 proved to be the best of all known types. This type of seals is now used by the operating personnel of some hydroelectric plants to replace the turbine Manufacturer's gland seals. Water supplied into the bath exerts some pressure

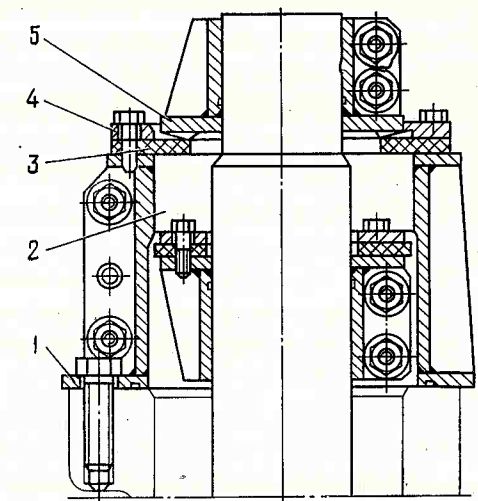


Рис. 98. Торцовое лепестковое уплотнение турбинного подшипника:

1 — корпус; 2 — ванна; 3 — резиновое кольцо; 4 — прижимное кольцо; 5 — контактное кольцо

Fig. 98. Butt-end tab sealing of turbine bearing: 1 — using; 2 — bath; 3 — rubber ring; 4 — hold-down ring; 5 — contact ring

upon the rubber petals thereby providing sealing contact between the petals and the slip ring, which prevents leakages from the bath. This seal is easy to manufacture and dependable in service.

В. ERECTION

The guide bearings of hydraulic turbines are installed, as a rule, only after the turbine and the generator shafts are coupled, the hydropower unit rotor is centred and the runner is fastened with wedges so as to provide for the required clearances. Prior to installing, the bearing bushes should be checked on the assembly floor by fitting them onto the shaft placed in the horizontal position, in order to determine the actual clearances and the extent of contact between the bush bore and the shaft neck. For the purpose, the bush segments are connected on the shaft neck to form a ring and then by rotating this ring on the shaft neck, the diametral clearance over the entire length of bush is measured at four positions on the shaft bottom. Each segment of babbitt-lined bearing bushes is previously scraped in addition against the shaft neck so as to provide for a uniform contact between the babbitt surface and the shaft neck, with no less than 1 to 2 points of contact per square cm. The extent of contact between the babbitt surface and the shaft neck is checked by rotating the bush on the shaft neck coated with a thin layer of glaze.

Для увеличения зазора между стыковыми плоскостями разбега вкладышей делают соответствующей толщины прокладки из тонкой жести или фольги. Для уменьшения зазора прокладки ставят между спинкой вкладыша и сегментом. При этом, как уже было сказано ранее, следует учитывать окружающую температуру воздуха.

В тех случаях, когда зазор по высоте вкладыша будет иметь разные значения, объясняющиеся тем, что ось расточки вкладыша непараллельна оси вала, то такой зазор следует выровнять, поставив под фланец корпуса подшипника клиновидные прокладки.

Монтаж подшипника с масляной смазкой начинают с установки нижнего уплотняющего устройства, затем ставят корпус подшипника и, наконец, вкладыш подшипника и крышку верхней масляной ванны.

Очередность монтажа подшипников с обрезиненными вкладышами иная: начинают с корпуса, затем ставят вкладыш и заканчивают уплотняющими устройствами.

В том и другом случаях все детали подшипникового узла следует опустить краном на крышку гидротурбины до того, как ротор генератора будет опущен в статор.

Не рассматривая подробно монтаж всех конструкций нижних уплотняющих устройств, отметим лишь важнейшие особенности, на которые следует обратить внимание при монтаже наиболее распространенных конструкций.

В подшипниках с лабиринтными уплотнениями особое внимание надо обратить на концентричные и торцовые зазоры между вращающейся и неподвижной гребенками лабиринта, так как большие зазоры не обеспечивают надежного уплотнения, а малые могут привести к сгоранию лабиринта. Эксцентричность зазоров может вызвать дополнительные вибрации на агрегате ввиду их насосного действия.

Надежность графитовых уплотнений зависит в первую очередь от графитовых сегментов. Они должны плотно прилегать к валу и легко, но без больших люфтов, перемещаться в каналах.

В конструкциях с сальниковым уплотнением должно быть обеспечено равномерное натяжение грундебуксы и надежное снабжение сальника охлаждающей водой.

Монтаж корпуса подшипника производят следующим образом. Положенные на крышку турбины и подготовленные к стыковке сегменты корпуса талями, краном или тельфером подтягивают к валу турбины. Здесь, на валу, над расточкой в крышке под корпус, их собирают (стыкуют) на припасовочных штифтах в кольцо. Собранный корпус опускают в расточку, добиваясь совпадения осевых меток на корпусе и на крышке.

In case the check reveals that the clearances between the shaft neck and the bush bore differ from the design values by more than 20 per cent, they are to be adjusted. To increase the clearance appropriate shims of thin sheet steel or metal paper are inserted in the joints between the bushes. To reduce the clearance, shims are to be inserted between the bush back and the segment. As it has been stated above, the ambient temperature is to be taken into account in doing this.

When clearances over the bush height are different due to non-parallelism of the bush bore and the shaft axes, such clearances are to be equalized by placing wedge-shaped shims under the bearing housing flange.

The erection of an oil-lubricated bearing is started with the lower seal, then the bearing housing is mounted and only after that the bearing bush and the upper oil bath cap are installed.

Bearings with rubber-covered bushes are erected proceeding as follows: first the bearing housing is installed, then the bushes and the operation is completed with the erection of seals.

In either case, all the elements of the bearing assembly should be lowered with the help of the crane onto the turbine headcover prior to fitting the generator rotor into the stator.

The below description does not give in detail the erection of all lower seals; only most typical features will be noted to which attention should be given when erecting the most widely used types of seals.

In bearings with labyrinth seals special attention should be given to concentric and end clearances between the rotating and fixed combs of the labyrinth seal because large clearances do not provide dependable sealing and small clearances may result in the labyrinth fusing. Excentricity of clearances may cause additional vibrations of the power unit due to a pump action of such clearances.

The reliability of graphite seals depends primarily on graphite segments. They should be tightly fitted to the shaft and easily, but without excessive play, move in the grooves.

In bearings with stuffing box seals uniform tightening of the main neck bush and reliable water feed to the gland are to be assured.

Erection of the bearing housing is carried out in the following way. The segments of the bearing housing placed onto the turbine headcover and prepared for jointing are pulled to the turbine shaft with the help of tackles, a crane or a telfer. Here, the segments are assembled on fitted stud bolts to form a ring on the shaft, over the bore for the bearing housing made in the turbine headcover. The assembled ring is sunk into the bore, care being taken to align the axial marks on the bearing housing with those on the turbine headcover.

Центрирование корпуса относительно вала турбины производят с помощью домкратов и отжимных болтов, замеряя штихмассом расстояние от расточки в корпусе до вала турбины по двум-трем кольцевым посадочным поясам, расположенным по вертикали в расточке. Если при центрировании корпуса будет обнаружена неконцентричность расточки относительно вала, объясняющаяся неточностью заводского изготовления, то некоторые отверстия во фланце корпуса, а иногда и все отверстия рассверливают на больший диаметр. Вполне понятно, что это должно делаться после центрирования корпуса по валу, когда ротор всего гидроагрегата отцентрирован окончательно. Если же корпус устанавливают до опускания ротора гидрогенератора, то центрирование его производят сугубо приближенно.

Чтобы предотвратить протечки воды на крышку турбины, плоскости между стыками корпуса намазывают свинцовым суриком, а в канавку под опорный фланец помещают прокладку из резинового шнура. Можно также под опорный фланец положить парусину, промазанную свинцовым суриком. В тех гидроагрегатах, где подпятник расположен на крышке гидротурбины, корпус подшипника ставят на место до установки опоры пяты.

Корпус подшипника штифтуется к крышке гидротурбины после установки вкладыша подшипника, выполняемой способом, аналогичным рассмотренным. Отдельные сегменты вкладыша подают на крышку турбины, затем на валу их собирают в кольцо и в собранном виде с помощью легких талей опускают в расточку на корпусе подшипника, согласно намеченным на кольце и на корпусе осям. Если конструкция гидроагрегата предусматривает установку подпятника на крышке гидротурбины, то вкладыш подается на центральную часть крышки турбины до установки опоры пяты. После заводки вкладыша проверяют круговой зазор между его расточкой и валом. Проверку производят с помощью длинного щупа и индикатора при отжатии вала в сторону зазора. Такое отжатие производят в четырех направлениях по двум взаимно перпендикулярным вертикальным плоскостям.

Кроме этого, как по вкладышу, так и по корпусу проверяют зазоры между их нижними торцовыми плоскостями и вращающимися частями рабочего колеса. Отклонения от проектных зазоров, как уже было сказано ранее, не должны превышать 20% проектной величины зазоров, а зазор между нижними торцовыми плоскостями корпуса и вкладыша и вращающимися частями рабочего колеса должен быть больше величины подъема ротора по меньшей мере на 5 мм.

На окончательно смонтированный узел подшипника составляют соответствующий формуляр (рис. 99).

The housing is centred in respect to the turbine shaft with the help of jacks and puller bolts, using a pin gauge to measure the distance from the sides of the bore in the housing to the turbine shaft at two or three ring fitting collars located vertically in the bore. In case a certain runout of the bore in respect to the shaft is revealed while centring the housing and this runout is the result of manufacturing defects, some holes in the housing flange (and sometimes all the holes) are to be drilled for a greater diameter. It is quite clear that this operation should be carried out after centring the housing in respect to the shaft, when the entire rotor of the hydropower unit is completely aligned. In case the housing is installed before the hydropower unit rotor is lowered into the stator, the housing is to be centred only roughly.

To prevent water leakage onto the turbine headcover, the joint surfaces of the bearing housing are coated with minium, and the groove for the bearing flange is packed with a rubber cord. Canvas coated with minium may be also placed under the bearing flange. In hydropower units with the thrust bearing arranged on the turbine headcover the bearing housing is placed in position before the thrust pivot support is installed.

The bearing housing is fixed by pins to the turbine headcover after the installation of the bearing bush using a procedure similar to that described above. Individual segments of the bush are delivered onto the turbine headcover, assembled into a ring on the shaft and this assembly is lowered into the bore in the bearing housing with the help of light tackles in accordance with axes marked on the ring and on the bearing housing. If the design of the hydropower unit provides for the arrangement of the thrust bearing on the turbine headcover, the bush is delivered onto the central part of the turbine headcover prior to the installation of the thrust pivot support. After the bush is delivered on site, the annular clearance between the bush bore and the shaft is checked. The check is performed with the help of a long clearance gauge and a dial gauge with the shaft pushed towards the clearance in four points at the ends of two mutually normal vertical diameters.

Besides, clearances for both the bush and the bearing housing between their bottom ends and the rotating part of the runner are to be checked. As has been already stated above, deviations from the design values shall not be in excess of 20 per cent of the design value and the clearance between the bottom end of the bush and the bearing housing are to be at least 5 mm larger than the rotor lift height.

A corresponding record sheet (Fig. 99) is to be filled in for each finally mounted bearing assembly.

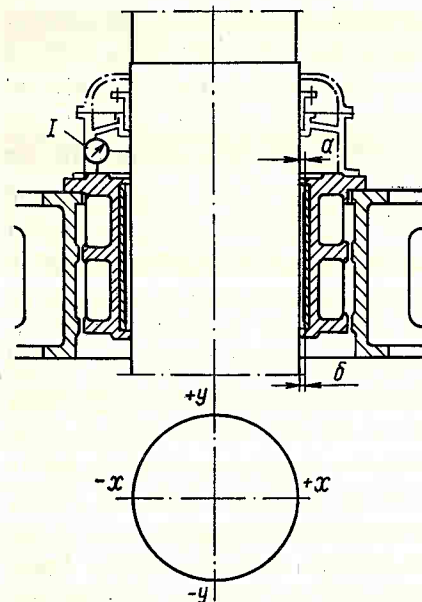


Рис. 99. Формуляр на установку подшипника с обрезиненным вкладышем
Fig. 99. Record sheet for installation of bearing with rubber-lined shell

Обозначение Designation	Величина зазора по чертежу Clearance acc. to drw.	Фактические зазоры по осям, замеренные Actual clearance in axes, measured		Отклонение Deviation	
		щупом by feeler gauge	индикатором при нажатии вала by dial gauge when pressing the shaft	фактическое максимальное actual max.	допустимое по ТУ Permissible acc. to specification
a					
б					

Примечание. Зазор б замерить до установки вкладыша.
Note. б clearance shall be measured before installation of shell.

I — индикатор

I — dial gauge

Установку других элементов подшипникового узла гидротурбины мы рассматривать не будем, так как их монтаж не представляет какой-либо сложности.

Erection of other elements of the bearing of the hydraulic turbine will not be discussed herein because the erection of these elements does not present any difficulty.

5. МОНТАЖ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ 5. ERECTION OF HYDROGENERATORS

5-1. ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫЕ РАБОТЫ

Монтажу гидрогенераторов, так же как и гидротурбин, должны предшествовать подготовительные работы: общие и специальные. О характере первых уже говорилось в § 4-1. Ниже пойдет речь о подготовительных работах, касающихся только монтажа гидрогенератора. Перед монтажом необходимо выяснить возможность получения от постороннего источника электропитания постоянного тока силой в пределах от 70 до 80% от номинального тока монтируемого статора. Этот ток необходим для сушки обмоток статора и ротора в статическом состоянии.

При монтаже гидрогенераторов зонтичного типа необходимо также уточнить возможность получения электроэнергии переменного тока силой порядка 300—400 А (для крупных гидрогенераторов) непосредственно около места насадки втулки ротора на вал. Эта электроэнергия необходима для нагрева втулок ротора перед их посадкой на валы, который лучше всего производить методом магнитных потерь в железе. Кроме того, необходимо проверить наличие требуемых для монтажа и контроля приспособлений, в первую очередь приспособлений для монтажа ротора и статора.

Приспособления, предназначенные для переноски вала, ротора и статора (если собирают на сбо-

5-1. PREPARATORY WORK

Preparatory work, both common and special, should precede the erection of hydrogenerators just as with hydraulic turbines. The preparatory work related to the erection of turbines has been already described in Section 4-1. The preparatory procedures described below concern only the erection of hydrogenerators. Prior to starting the erection work it is necessary to find out if an independent d.c. power source having a current 70 to 80 per cent of the rated current of the stator under erection is available. This current is required for drying the stator and rotor windings under static conditions.

In case of erection of umbrella-type generators it will be also essential to check for a.c. supply of 300 to 400 A (for large hydrogenerators) on the site of fitting the rotor spider hub onto the shaft. This electric power is required for heating the spider hubs prior to fitting them onto the shafts, and the best method of this heating is by magnetic iron losses. Besides, availability of fixtures and tools required for the erection and check-up is to be ascertained, in particular fixtures and tools for the erection of the rotor and the stator.

Appliances intended for handling the shaft, the rotor and the stator (in case the stator is assembled

ручной площадке), должны быть сопоставлены с натурой, чтобы убедиться в совпадении размеров в сопрягаемых местах.

При комплектации оборудования следует особое внимание обратить на состояние изоляционных материалов, которыми будет изолироваться обмотка в монтажных стыках статоров, поскольку неправильное хранение портит изоляционные материалы и часто приводит их к полной непригодности.

Весьма важно создать необходимые условия для монтажа таких ответственных узлов, как статор и подшипник гидрогенератора, а именно: защитить их от пыли и обеспечить положительную температуру, которая по техническим условиям на монтаж гидрогенераторов должна быть не ниже чем +5°C. Положительная температура необходима также и для окончательной обтяжки железа обода ротора.

Статоры и роторы гидрогенераторов, имеющие непосредственное водяное охлаждение обмоток, должны монтироваться при более высоких температурах окружающего воздуха (+12—+15°C). Это необходимо для предотвращения возможного размораживания элементарных полых проводников обмотки, в которых после гидравлических испытаний всегда остается вода.

5-2. ЗАКЛАДНЫЕ ЧАСТИ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

А. КОНСТРУКЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ

К закладным частям гидрогенератора относятся фундаментные стальные плиты и опоры под них, которые закладываются в бетон.

На эти плиты своими опорными плоскостями опираются статор, нижняя крестовина, а в некоторых конструкциях генераторов и верхняя крестовина и ее распорные домкраты.

По сути дела, закладные части являются промежуточным звеном, через которое узлы гидрогенератора скрепляются с бетонным основанием. В конструкциях гидроагрегатов с опорой подшипника на крышке гидротурбины тормоза гидрогенератора устанавливаются на фундаментные опоры (тумбы), которые тоже относятся к закладным частям.

Фундаментные плиты бывают монолитными или сваренными из двух слоев прокатной стали. Форма у них прямоугольная. Одна поверхность (та, которая сопрягается с узлом генератора) обработана, а другая нет. Эта необработанная поверхность может быть либо плоской, либо с приваренными квадратами.

Фундаментные опоры под тормоза гидрогенератора представляют собой сварную конструкцию, состоящую из двух параллельно расположенных плит, между которыми вварены ребра жесткости. Верхняя плоскость верхней плиты проходит механическую обработку.

on the erection floor) are to be compared against the handled parts to ascertain that the dimensions of adjoined parts are coinciding.

While supplying all the required equipment special attention should be given to the condition of insulating materials which will be used for insulating the winding in the field joints of the stator, since improper storage deteriorates insulating materials and may often lead to their complete unsuitability.

It is very important to provide for necessary conditions for the assembly of important units, such as, hydrogenerator stator and thrust bearing, that is, to protect them against dust and to keep them at positive temperatures which should be not less than 5°C, in conformity with specifications for the erection of hydrogenerators. Positive temperatures are required for the final compression of the rotor rim.

Stators and rotors of hydrogenerators with direct water cooling of windings shall be erected at higher ambient temperatures (12 to 15°C). This is necessary to prevent possible ruptures of hollow conductors of winding due to water freezing in them as after hydraulic tests some water always remains in these conductors.

5-2. EMBEDDED PARTS OF HYDROGENERATORS

A. MECHANICAL DESIGN AND PURPOSE

Steel foundation plates and supports of these plates embedded in concrete are the embedded parts of hydrogenerators.

The stator and the bottom bracket (and in some types of generators, the upper bracket too) and its thrust jacks rest on these plates with their supporting bases.

Embedded parts are, essentially, an intermediate link connecting the subassemblies of hydropower units with the concrete foundation. Where the hydrogenerators have their thrust bearing arranged on the turbine headcover, the hydrogenerator brakes are installed on foundation supports (pillars) which are also classed with embedded parts.

Foundation plates are made integral or welded of two layers of rolled steel. They are rectangular in shape. The surface of the plate joined with the generator subassemblies is machined, the other surface is rough and may be either flat or with squares welded to it.

Foundation supports of the generator brakes are welded structures, consisting of two parallel plates

Для крепления к бетонному основанию в фундаментных плитах и фундаментных опорах под тормоза имеются отверстия, через которые проходят фундаментные болты, заливаемые впоследствии бетоном. Кроме того, в фундаментных плитах и опорах имеются резьбовые отверстия, предназначенные для ввертывания болтов крепления. Для установки радиальных штифтов на фундаментных плитах под статор имеются полуотверстия, полученные в результате совместного сверления плит с полкой статора.

На фундаментных плитах под крестовины имеются отверстия под вертикальные штифты (если только конструкцией не предусмотрена установка вместо них ограничивающих упоров, привариваемых по обеим сторонам каждой лапы).

В состав фундаментных частей гидрогенератора входят также подкладываемые под фундаментные плиты встречные парные регулировочные клинья, аналогичные тем, которые подкладываются под статор гидротурбины и о которых уже говорилось в разделе Б § 4-5. Длина парных клиньев в этом случае делается на 100—150 мм больше ширины плиты. Устанавливают их в зависимости от длины плит в 2—3 ряда (в плане). Опираются они на регулировочные металлические подкладки, ширина которых равна ширине клиньев, а длина — ширине плит. Уклон парных клиньев по условиям самоторможения должен быть не более 1:50.

Б. МОНТАЖ ФУНДАМЕНТНЫХ ПЛИТ ПОД СТАТОР И КРЕСТОВИНЫ

Фундаментные плиты под статор, под нижнюю крестовину (если она входит в конструкцию гидрогенератора) и под верхнюю крестовину (если она опирается на бетонное основание, а не на статор) лучше всего монтировать вместе с узлами, которые на эти плиты опираются. В этом случае плиты, очищенные от антикоррозионных покрытий и нефтепродуктов, скрепляют с помощью болтов и штифтов согласно маркировке с сегментами статора или лапами крестовин и в составе собранного узла ставят на их постоянное место. При таком способе монтажа фундаментных плит главное состоит в тщательной и точной установке опорных частей под плиты.

Фундаментные плиты можно успешно устанавливать и заблаговременно, задолго до установки соответственно статора или крестовины, по мере того, как будут готовы соответствующие фундаменты. В этом случае плиты могут быть поставлены по высотным отметкам точно, а по расположению в плане и относительно оси — приближенно, так как отклонения от проектных размеров, допускаемые при изготовлении узлов на заводе, не позволят установить эти узлы на плиты без дополнительного центрирования последних в плане. Независимо от

with stiffening ribs welded in-between. The top surface of the upper plate is machined.

Holes for foundation bolts are provided in the foundation plates and brake supports. The foundation bolts are placed in block-outs in concrete and grouted in concrete afterwards. Besides, threaded holes are provided in the foundation plates and brake supports to receive fastening bolts. The stator foundation plates are fitted with semi-holes to receive radial pins; these semi-holes are made by jointly drilling the plates and the stator flange.

Holes for vertical pins are made in the foundation plates for brackets (unless limit stops welded at both sides of each foot are to be used instead of pins).

The foundation parts of the hydrogenerator also comprise paired opposing adjusting wedges similar to those placed under the turbine stay ring (see Subsection B, Section 4-5). The length of these paired wedges in this case is to be 100 to 150 mm greater than the plate width. Depending on the plate length they are arranged in 2 or 3 rows in plan. The wedges rest upon steel adjusting shims which are as wide as the wedges and as long as the plate width. According to the conditions of self-braking the paired wedges should be graded not over 1:50.

В. INSTALLATION OF FOUNDATION PLATES FOR STATOR AND BRACKETS

The foundation plates for the stator, lower bracket (in case it is provided in the hydrogenerator) and upper bracket (in case it rests upon the concrete foundation and not upon the stator) are better installed together with subassemblies which rest on these plates. In this case, the slabs cleaned of anticorrosion coating and oil products, are joined with bolts and pins, in accordance with markings, with the stator segments or the bracket feet and placed in the working position as an integral subassembly. With this method of installation, a thorough and accurate installation of supports under the plates is of the prime importance.

Foundation plates may be successfully installed in advance, long before the stator or the bracket is erected, as the corresponding foundations are prepared. When this is the case, the vertical position of plates may be held accurate but the position of the plate in plan and in respect to the centre line may be assured only approximately since deviations from the design dimensions admitted in manufacturing the generator parts at the Manufacturer's plant do not allow for placing these parts onto the plates without additional alignment of these parts in the horizontal position. Irrespective of the adopted schedule of erection work,

принятой схемы монтажа закладных частей порядок работ и методы контроля в обоих случаях будут почти одинаковыми.

В том и другом случаях базисными координатами для монтажа фундаментных плит или прокладок под них, а равно и всего генератора, должны быть фактические координаты узлов гидротурбины, уже смонтированных к этому времени.

Фундаментные плиты устанавливают по окружности в соответствии с нанесенной на них маркировкой и на заданном проекте расстоянии от центра агрегата. При этом центром агрегата служит продолжение оси вала гидротурбины, а при его отсутствии — ось расточки установленных закладных частей гидротурбины.

Высотное положение каждой плиты или комплекта парных клиньев определяют по нивелиру, причем фактические линейные размеры от фланца вала турбины до верхних опорных плоскостей плит или парных клиньев сопоставляют с соответствующими проектными данными. При этом следует учитывать величину, на которую фланец вала турбины был преднамеренно занижен против его проектной рабочей отметки. По высотным отметкам фундаментные плиты (а также и встречные клинья в случае раздельного монтажа) можно установить довольно точно до монтажа соответствующих узлов, если предварительно произвести расчет по замерам некоторых узлов и деталей, сделанным в соответствии со схемой (рис. 100). Такой схемой можно пользоваться и для окончательного центрирования статора по высотным отметкам до опускания в него ротора.

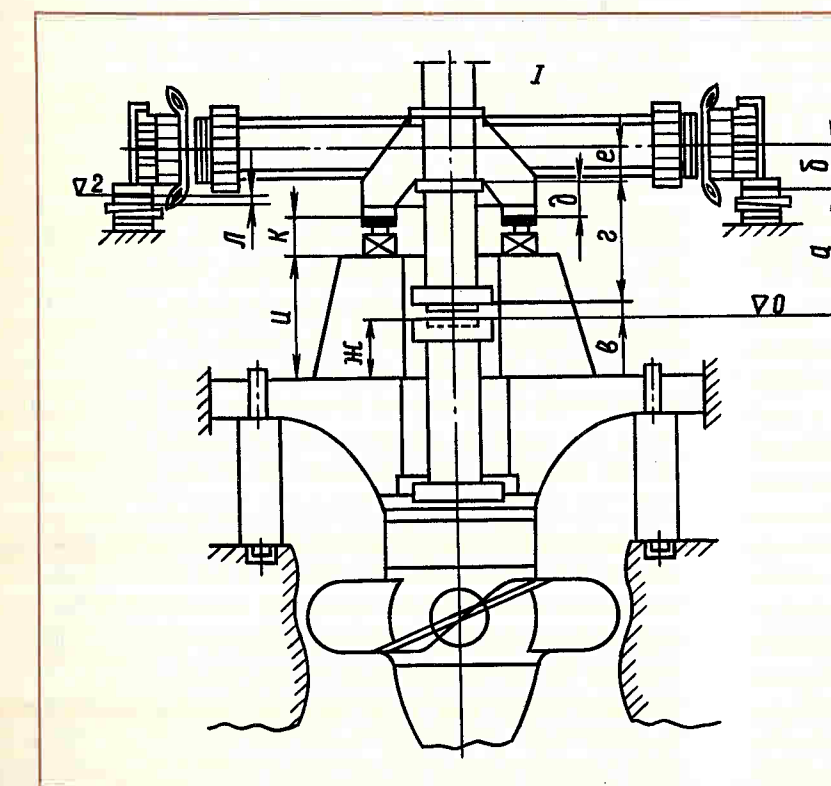


Рис. 100. Расчетная схема для установки закладных частей и статора по заранее замеренным линейным размерам узлов и деталей:

I — поперечная ось ротора и статора

Fig. 100. Design scheme for installation of embedded parts and stator by measured linear dimensions of units and elements:

I — lateral axis of rotor and stator

the procedure and check methods will be almost the same in both cases.

The actual coordinates of turbine subassemblies already installed by the time should serve as reference coordinates for the installation of foundation plates or shims under the plates as well as for the erection of the whole generator.

The foundation plates are installed along the circumference in accordance with marks made on them and spaced at specified distances from the hydropower unit centre. The turbine shaft extension axis is to be referred to as the power unit centre; if the turbine shaft is not yet installed, the centre line of the bore of already installed embedded parts of the turbine is to be used for the purpose.

The elevation of each plate or of a set of paired wedges is determined with the help of a surveyor's level, the actual linear dimensions from the turbine shaft flange to the top bearing surfaces of the plates or paired wedges are to be compared against corresponding design values. In doing this the value by which the turbine shaft flange has been intentionally set below its design elevation must be taken into account. Foundation plates (as well as opposing wedges in case of separate installation of plates) can be installed in the desired vertical position rather accurately prior to the erection of pertinent units by measuring some units and parts and making appropriate calculations in conformity with the diagram of Fig. 100. This diagram can be also used for the final centring of the stator against elevation marks prior to lowering the rotor into it.

По этой схеме высотные отметки определяют следующим образом. Зная отметку фланца вала ∇_0 и величину расчетного прогиба опорной крестовины или крышки гидротурбины h и располагая сделанными по указанной схеме замерами узлов, уже смонтированных или еще находящихся на монтажной площадке, определяем требуемые отметки верхних плоскостей встречных клиньев ∇_1 и фундаментных плит ∇_2 :

$$\nabla_1 = \nabla_0 + \epsilon + z + e - b - \lambda; \quad \nabla_2 = \nabla_0 + \epsilon + z + e - b,$$

где ϵ — предусмотренное при установке турбинного вала расстояние между фланцами валов с учетом прогиба опорной конструкции, b, z, e, λ — см. рис. 100.

Устанавливая монтируемые узлы по этой расчетной схеме и пользуясь полученными при замерах действительными размерами узлов, мы исключаем ошибки, вызванные неточностью изготовления. Допустимые же при этом небольшие погрешности из-за неточности измерений устраняются подбивкой встречных клиньев и регулировкой опорных частей подпятника. Вполне понятно, что установленные таким способом плиты и парные клинья могут сохранить свои отметки при нагрузке только в том случае, если под подкладками, заложенными под клинья, бетон будет подрублен (выровнен) так, чтобы прокладки плотно прилегали к нему и друг к другу, а число их в одном пакете не превышало пяти штук.

Наиболее правильно, надежно и точно плиты будут установлены в том случае, если еще до бетонирования фундаментов под регулирующие прокладки будут подведены и приварены к арматуре ровные металлические подкладки. Целесообразно, тоже заранее, устанавливать металлические или железобетонные коробки для штраб под фундаментные болты.

Центрирование клиньев относительно оси и по окружности может быть окончательным до установки соответствующих узлов, а центрирование плит — только предварительным, так как в случае отклонений в размерах отверстий на сопрягаемых узлах плиты придется перемещать.

Серьезным препятствием при установке плит, которое часто встречается в практике, служит неточное изготовление строителями штраб в плане. Это часто не позволяет центрировать плиты, а вместе с ними статор и крестовины только перемещением фундаментных болтов в пределах ширины штраб и перемещением плит в пределах отверстий под болты. В этом случае в требуемое положение плиты перемещают двумя способами: 1) если фундаментные болты уперлись в штрабы и соответствующие отверстия в плите и статоре и не совпадают между собой более чем на 50 мм, то раздалбливают бетонную штрабу; 2) если несовпадение меньше 50 мм, то отверстия в плите увеличивают бензорезом или автогеном, а затем заваривают с противополож-

According to this diagram, elevation marks are to be determined in the following way. With the elevation of the shaft flange and the design sag h of the supporting bracket or of the turbine headcover known and having the results of measurements of the turbine units made in accordance with the said diagram the required elevations of the top surfaces of opposing wedges ∇_1 and those of the foundation plates ∇_2 can be found:

$$\nabla_1 = \nabla_0 + \epsilon + z + e - b - \lambda; \quad \nabla_2 = \nabla_0 + \epsilon + z + e - b,$$

where ϵ is the distance between the flanges of shafts (with the account for the sag of the supporting construction) specified for the turbine shaft erection, b, z, e, λ are the values shown on Fig. 100.

Installation of subassemblies in accordance with this diagram and use of actual dimensions of these subassemblies will eliminate errors resulting from manufacturing defects. Admissible minor errors resulting from inaccuracy of measurements are eliminated by placing opposing wedges and by adjusting the supporting elements of the thrust bearing. It is quite clear that the plates and paired wedges installed in such a way can retain their elevations under the load only in case the concrete under the shims placed under the paired wedges is smoothed down so that the shims are tightly fitted to the concrete and to each other and each stack does not contain more than five shims.

The plates will be installed most correctly, reliably and accurately in case smooth steel liners are placed under the adjusting shims and welded to reinforcement before the foundations are concreted. It is also advisable to install beforehand R.C. boxes for the block-outs to receive foundation bolts.

The wedges can be accurately centred in respect to the axis and along the circumference prior to the installation of pertinent subassemblies. The plates, however, can be centred only roughly since it may be required to move them if the dimensions of holes in mating parts do not coincide.

Inaccurate location of block-outs frequently committed by the builders may be a serious hindrance in the installation of foundation plates. Very often due to such an inaccuracy the plates (and the stator with brackets) cannot be centred by shifting the foundation bolts within the block-out width and by shifting the plate within the limits of foundation bolt holes. This being the case, the plates are to be shifted using one of the following two methods: 1) if the foundation bolts are stopped by the block-out sides and the corresponding holes in the plate and in the stator are misaligned by more than 50 mm, the block-out in concrete is to be widened by cutting out; 2) if misalignment is less than 50 mm, the holes in the plate are widened by an oxy-gasoline cutting torch or an oxy-acetylene torch and then they are welded from the opposite side or bridged from the top side with a thick washer welded to the plate.

ной стороны или же перекрывают сверху толстой шайбой, приваривая ее к плите.

Фундаментные болты или болты вместе с плитами в зависимости от конструкции крепления сдают под заливку бетоном после окончательного крепления плит к опорным плоскостям соответственно статора и крестовин. Перед сдачей под бетон все поверхности, сопрягаемые с ним, следует очистить от краски и нефтепродуктов, а подкладки и клинья разварить между собой, обрезав выступающие за грани плит концы.

Заливка бетоном в зависимости от конструкции крепления производится в один или два этапа. В тех случаях, когда отверстия под фундаментные болты делаются глухими, без боковых выходов для заливки анкерных плит, бетон заливают в два этапа: сначала штрабы болтов заливают примерно на три четверти их высоты, а затем на остальную высоту вместе с фундаментной плитой. Ко второму этапу приступают после подтяжки фундаментных болтов, выполняемой только после того, как бетон наберет 80—90% своей прочности. Если отверстия под анкерные болты имеют боковые каналы для заводки анкерных плит, то заливку бетоном производят в один этап, так как анкерные болты в этом случае обтягивают до заливки бетоном.

Ввиду того, что укладка бетона в штрабы фундаментных болтов — весьма ответственная операция, во многом определяющая надежность работы гидроагрегата, за производством этих работ, кроме строителей, должны также наблюдать и монтажники. При этом в первую очередь необходимо обращать внимание на то, чтобы штрабы перед бетонированием были хорошо очищены, промыты и имели насечку и чтобы укладываемый в штрабы бетон был там хорошо проработан. При плохой укладке бетона в штрабы фундаментные болты во время подтяжки (а иногда и вся штраба в виде пробки) вытягиваются из бетона. Надо также проследить за тем, чтобы бетон твердел при температуре не ниже $+5^\circ\text{C}$. Если положительная температура в естественных условиях невозможна, то строители обязаны искусственно обеспечить ее электрообогревом или другим способом. Бетон, сопрягаемый с закладными частями гидрогенератора, должен удовлетворять всем требованиям, изложенным в § 4-3.

В. МОНТАЖ ТОРМОЗНЫХ ТУМБ

Тормозные тумбы монтируют в большинстве случаев вместе с тормозами, хотя возможен и раздельный монтаж. Порядок монтажа тормозных тумб в общем аналогичен порядку монтажа фундаментных плит, за исключением некоторых особенностей.

Тормозные тумбы вместе с тормозами устанавливают и предварительно регулируют по высоте до опускания ротора в статор. Они, так же как и фундаментные плиты, опираются на бетонный фунда-

Foundation bolts or bolts with plates, depending on the design of the fastening arrangement, are considered to be ready for concreting in block-outs upon a final fixation of the plates to the support planes of the stator and bracket, respectively. Prior to concreting, all the surfaces to be in contact with concrete are to be cleaned from paint and oil products and shims are to be welded to wedges after the wedge and shim ends projecting from under the plates are trimmed.

Depending on the construction of the fastening arrangement, concreting of block-outs is carried out in one or two stages. When the holes for foundation bolts are blind, without lateral holes for grouting anchor plates, concrete is placed in two stages: first the bolt block-outs are grouted about three quarters of their height, and then the remaining quarter is grouted in concrete together with the foundation plate. The second stage of concreting is started after the foundation bolts are tightened up. The bolts may be tightened up only after the concrete has gained 80 or 90 per cent of the design strength. If the bolt holes have lateral ducts for bringing in anchor plates, the concrete is fully grouted in one stage because in this case the foundation bolts are tightened up prior to placing the concrete.

Since grouting the concrete into foundation bolt holes is a very important operation greatly determining the dependability of the hydropower unit in service, this operation should be also supervised by the erection personnel. In doing this, special attention should be given to adequate notching, cleaning and washing of block-outs prior to concreting, and to proper compaction of concrete placed into the block-outs. In case the concrete is placed and compacted in block-outs improperly, the bolts during their tightening (and sometimes the entire volume of block-out fill concrete in the form of a plug) may be pulled out of the concrete. Care should be also taken to see that the ambient temperature during the concrete hardening is not less than 5°C . If a positive ambient temperature cannot be maintained under natural conditions, the builders must afford the required temperature by electric heating or by any other way. The concrete adjoining the hydrogenerator embedded parts shall meet all the requirements set forth in Section 4-3.

C. ERECTION OF BRAKE SUPPORT PILLARS

The brake support pillars are in the majority of cases erected in assembly with brakes, although a separate installation is also possible. The procedure is generally similar to that of the erection of foundation plates except for some peculiarities.

The brake pillars, together with brakes, are installed and roughly adjusted in their vertical position prior to lowering the rotor into the stator. They rest on the concrete foundation, like foundation plates,

мент через парные встречные клинья и металлические подкладки. Окончательная выверка тумб по высоте и в плане и сдача их под бетонирование производятся вместе с тормозами после устранения боя вала на подпятнике и боя тормозного диска, если он имеется.

Во всем остальном к монтажу тормозных тумб предъявляются те же требования, что и к монтажу фундаментных плит статора крестовин.

5-3. МЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ СТАТОРОВ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

А. КОНСТРУКЦИЯ СТАТОРА

Статор любого гидрогенератора представляет собой конструкцию, состоящую из корпуса (каркаса) круглой или другой формы и закрепленного в корпусе сердечника, в пазах которого уложена обмотка.

Не касаясь вопросов, относящихся к обмотке, поскольку они изложены в § 5-4, рассмотрим только конструкцию корпуса и сердечника.

Корпус статора — конструктивная часть гидрогенератора — в зависимости от габаритов может быть выполнен как одно целое или из двух, четырех и даже из шести частей. Выбор числа

through paired opposing wedges and steel shims. The final adjustment of pillars with brakes in elevation and in plan and their acceptance for concreting are carried out after the run-out of the shaft on the thrust bearing and that of the brake disk plate are eliminated, if any.

In all other respects the requirements imposed upon the erection of brake support pillars are the same as those imposed upon the erection of foundation plates of the stator and spider brackets.

5-3. MECHANICAL PART OF THE HYDROGENERATOR STATOR

A. STATOR CONSTRUCTION

The stator of any hydrogenerator is a structure comprising a frame of a circular or any other shape and a core fixed within the frame and provided with slots that accommodate a winding.

Since the winding is described in Section 5-4, only the constructions of the frame and core will be described below.

The stator frame, depending on its size, may be manufactured as an integral part or built up to two, four and even six parts. The choice of the number of the frame segments and of their dimensions

сегментов и их габаритов диктуется условиями перевозки к месту монтажа. Корпус статора (рис. 101) сваривают из листовой углеродистой стали. Это конструкция из четырех-пяти горизонтальных поясов; между поясами вварены вертикальные радиально направленные ребра из листовой стали, а по внутренней части — распорные угольники. К угольникам и к ребрам с заданным определенным шагом приварены вертикальные клинья 5, имеющие обычно с одной стороны профиль формы ласточкина хвоста. На этих клиньях собирают активную сталь статора (сердечник) 6.

Помимо горизонтальных поясов, расположенных на высоте, равной высоте сердечника, в верхней и нижней частях корпуса приварены утолщенные, меньшей ширины, горизонтальные с вертикальными ребрами пояса 8, представляющие собой фланцы статора. Верхний горизонтальный пояс предназначен для крепления лап верхней крестовины, а нижний — для крепления статора к фундаментным плитам. Иногда нижний пояс служит также и основанием для крепления вертикальных клиньев. В этом случае работа статора ухудшается, так как затрудняется симметричная бочкообразная деформация статора при нагреве, а это ухудшает работу крепления активной стали с корпусом и корпуса к фундаменту.

В местах крепления с фундаментными плитами и лапами верхней крестовины на верхнем и нижнем фланцах корпуса приварены и механически обработаны утолщающие плитки.

По наружному контуру горизонтальных поясов, включая и фланцы корпуса, приварены вертикальные стальные листы 9, представляющие собой в замкнутом контуре наружную стенку статора, как правило, круглой формы. В этой стенке имеются окна, через которые выходит воздух, прогоняемый вентиляторами через обмотку и активную сталь статора. У гидрогенераторов небольшой мощности (самовентилирующихся) согретый воздух выходит через эти окна непосредственно в машинный зал. У крупных гидрогенераторов, охлаждаемых по замкнутому циклу, согретый воздух выходит в специальную камеру, предварительно пройдя через водяные воздухоохладители, устанавливаемые против таких окон.

У разъемных статоров в местах разъема сегментов приваривают и механически обрабатывают усиленные вертикальные брусья или плиты. Они имеют отверстия под стяжные шпильки и под радиально располагаемые цилиндрические штифты, которые фиксируют неизменность положения одного сегмента по отношению к другому. Такие же штифты устанавливают между фундаментной плитой и нижней полкой статора. Штифты дают возможность статору при изменении температур равномерно изменять свои диаметральные размеры без нарушения целостности этих штифтов.

Для строповки при кантовках и переноске сегментов статора в верхнюю часть каждого из них

is dictated by conditions of the frame transportation to the erection site. The stator frame (Fig. 101) is welded of carbon plate steel. The frame consists of four or five horizontal belts with vertical ribs of plate steel welded radially in-between; the frame interior accommodates brace angles welded therein. Welded to these angles and to the ribs are vertical wedges 5 which are spaced at a specified pitch and are usually dovetailed on one side. These wedges are used for stacking stator core 6.

In addition to horizontal belts located at the height equal to that of the core welded to the top and bottom parts of the frame are horizontal belts 8 with vertical ribs; they are more thick and less wide than the other belts and function as supporting flanges of the stator. The top horizontal flange is intended for securing the top spider bracket feet and the bottom flange, for fixing the stator to the foundation plates. Sometimes the bottom flange is also used for the fixation of vertical wedges. In this case the stator performance is impaired since a symmetrical barrel-shaped deformation of the stator at heating is hindered, this in its turn impairing the fixation of the active steel to the frame and the frame to the foundation plate.

Machined thickening plates are welded to the top and bottom flanges of the frame at the points of connection of the frame with foundation plates and the top bracket feet.

Vertical steel plates 9 are welded along the outside perimeter of the horizontal belts including the frame flanges. These plates form a closed outside wall of the stator, circular in shape as a rule. In this wall ports are provided for the exit of air forced by fans through the stator winding and active steel. In small (self-cooled) hydrogenerators hot air is exhausted through these ports directly into the machine room. In large hydrogenerators using a closed-circuit cooling system hot air is exhausted into a special chamber after it has passed through water coolers installed opposite these ports.

In split stators reinforced vertical bars or plates are welded and machined at the joints between the segments. In these bars or plates holes are provided for coupling studs and for radially arranged cylindrical pins which fix the segments in the permanent position in respect to each other. Similar pins are installed between the foundation plates and the stator bottom flange. The pins enable uniform diametral deformations of the stator at temperature fluctuations, without breaking the pins.

Two special eyes 7 are usually welded to the top part of each segment for slinging the segments during

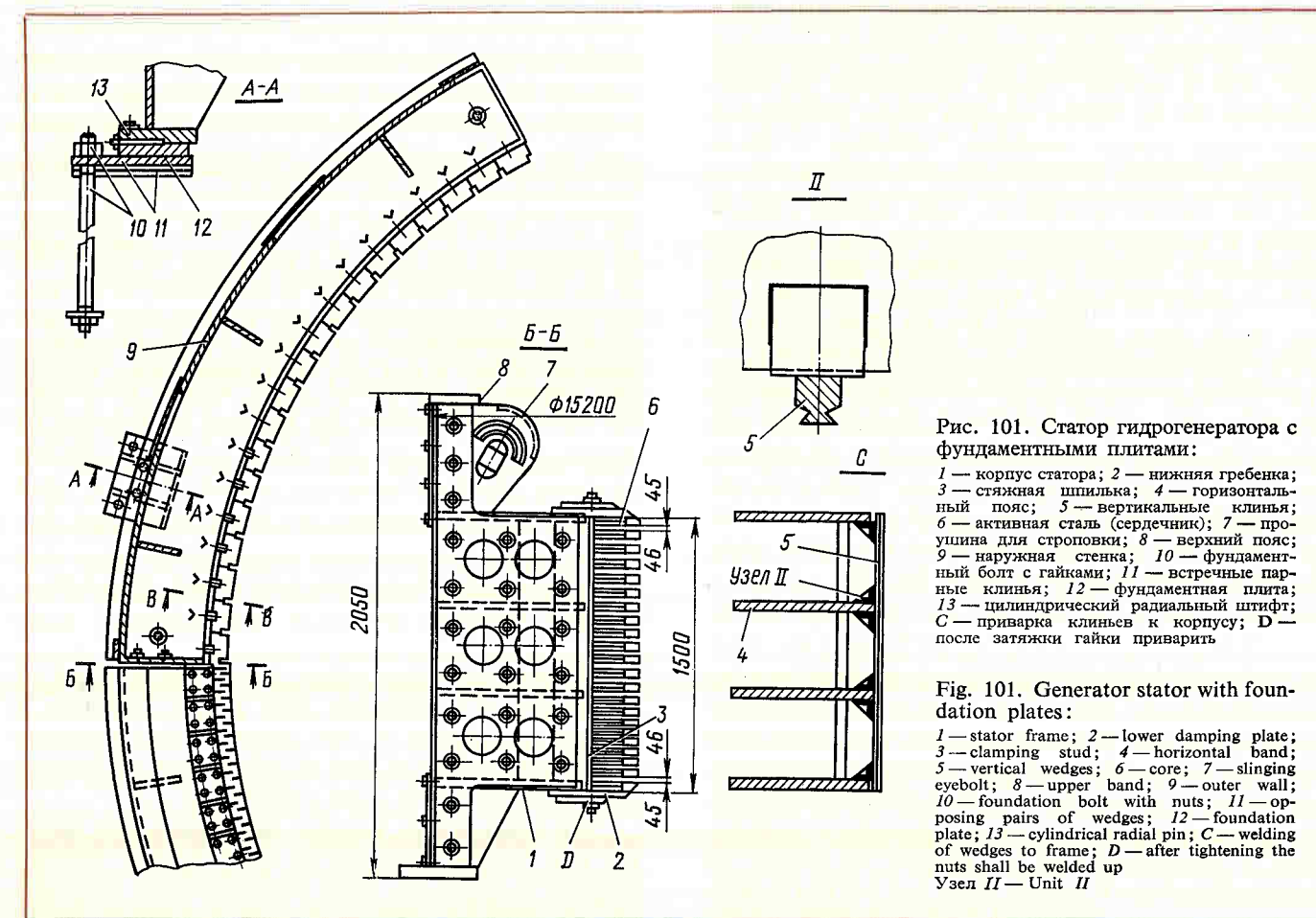


Рис. 101. Статор гидрогенератора с фундаментными плитами:

1 — корпус статора; 2 — нижняя гребенка; 3 — стяжная шпилька; 4 — горизонтальный пояс; 5 — вертикальные клинья; 6 — активная сталь (сердечник); 7 — проушина для строповки; 8 — верхний пояс; 9 — наружная стенка; 10 — фундаментный болт с гайками; 11 — встречные парные клинья; 12 — фундаментная плита; 13 — цилиндрический радиальный штифт; C — приварка клиньев к корпусу; D — после затяжки гайки приварить

Fig. 101. Generator stator with foundation plates:

1 — stator frame; 2 — lower damping plate; 3 — clamping stud; 4 — horizontal band; 5 — vertical wedges; 6 — core; 7 — slinging eyebolt; 8 — upper band; 9 — outer wall; 10 — foundation bolt with nuts; 11 — opposing pairs of wedges; 12 — foundation plate; 13 — cylindrical radial pin; C — welding of wedges to frame; D — after tightening the nuts shall be welded up

Узел II — Unit II

обычно вваривают по две специальные проушины 7, которые обеспечивают при переноске более равновесное положение и облегчают установку сегментов на фундаменты.

Сердечник статора, представляющий собой активную часть гидрогенератора, предназначен для проведения магнитного потока и размещения обмотки. В целях уменьшения потерь от вихревых токов его делают из тонких, штампованных из высоколегированной электрической стали, сегментов с пониженными удельными потерями. За последнее время стали применять холоднокатаную текстурованную сталь, намагниченную вдоль проката. Эта сталь при таких же удельных потерях обеспечивает лучшую монолитность сердечника благодаря меньшим отклонениям по толщине.

Сегменты стали перед сборкой в пакеты с обеих сторон покрывают тонким слоем изоляционного лака печной сушки. Статор сердечника набирают на клиньях, имеющих форму ласточкина хвоста (рис. 101) или другой профиль. Сердечник по всей высоте опрессовывают стяжными шпильками, которые в большинстве конструкций проходят в пазу между наружным контуром сегментов активной стали и внутренним контуром горизонтальных полок корпуса статора.

Усилия от стяжных шпилек на активную сталь статора передаются через установленные сверху и снизу сердечника нажимные кольца и нажимные гребенки, находящиеся под кольцом против каждого зуба сегментов (рис. 102). С помощью этих стяжных устройств производится также допрессовка сердечника в случае его ослабления в процессе эксплуатации.

Сборку сердечника выполняют таким образом, чтобы стыки сегментов перекрывались последую-

handling. These eyes provide for better equilibrium in transportation by cranes and facilitate placing the segments onto foundations.

The stator core is an active element of the hydrogenerator and is intended for the conduction of the magnetic flux and for the accommodation of the winding. To reduce eddy current losses the core is built up of thin stampings made of high-alloy electric steel with reduced specific losses. In the last few years cold-rolled grain-oriented steel magnetized along the rolling has found application. This sort of steel featuring the same specific losses provides for better integrity of the core due to lesser departures from the design thickness.

Prior to assembling into stacks the steel stampings are coated on both sides with a thin layer of baking varnish. The stator core stacks are assembled on dovetailed or other wedges (Fig. 101). The core is compressed over its entire height with the help of

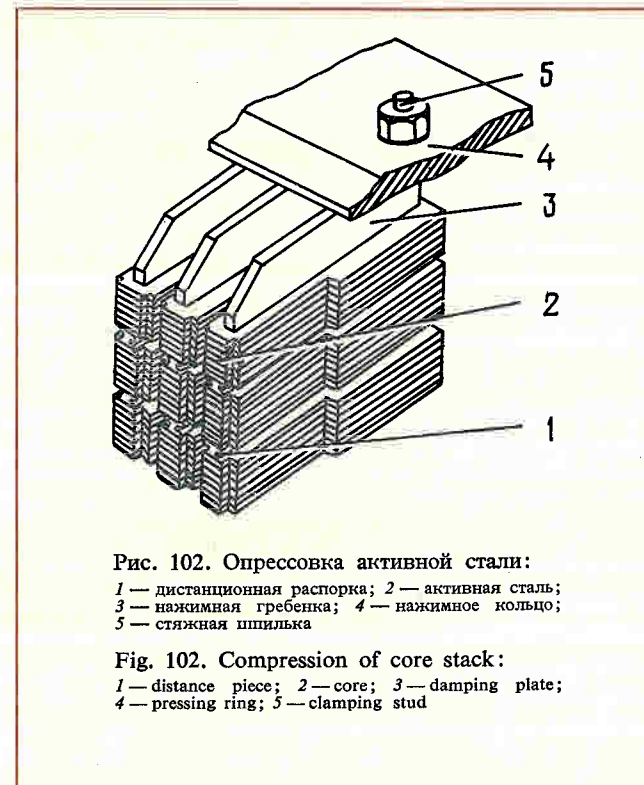


Рис. 102. Опрессовка активной стали:
1 — дистанционная распорка; 2 — активная сталь;
3 — нажимная гребенка; 4 — нажимное кольцо;
5 — стяжная шпилька

Fig. 102. Compression of core stack:
1 — distance piece; 2 — core; 3 — damping plate;
4 — pressing ring; 5 — clamping stud

щим рядом сегментов, что при разъемном статоре обеспечивается применением чередующихся дополнительных половинных сегментов.

Для гидрогенераторов небольших габаритов с неразъемными статорами сердечник представляет собой кольцо, набранное в перекрой из отдельных сегментов. У разъемных статоров сердечники состоят из разъемных сегментов, собранных в соответствующих сегментах корпуса статора.

coupling pins. In most constructions these pins are accommodated in the slot between the outside contour of the iron stacks and the inside contour of the horizontal shoulders of the stator frame.

Forces are transmitted from the coupling pins to the stator core through pressure rings installed at the top and bottom of the core and the pressure combs located under the ring against each tooth of the segments (Fig. 102). When the core comes loose in the course of operation, it can be additionally compressed with the help of these tightening devices.

The core is assembled so that the joints between the segments are overlapped by the next tier of segments. In case of a split stator such an overlapping is provided due to the use of alternating additional semi-segments.

The core of small hydrogenerators with integral stators is a ring assembled of overlapping segments. The core of split stators consists of detachable segments

Собранная в сегменте сталь сердечника состоит из серии пакетов толщиной 40—50 мм, между которыми установлены специальные радиально направленные дистанционные распорки двутаврового или другого сечения (рис. 102). Длина этих распорок равна ширине сегментов стали, замеренной по зубу, а ширина обычно принимается около 10 мм. Эти распорки в сердечнике статора образуют вентиляционные каналы, по которым при работе гидрогенератора проходит охлаждающий воздух.

В собранном сердечнике по внутренней части его, называемой расточкой статора, образуются радиальные прямоугольные каналы, имеющие со стороны внутреннего диаметра прорези в виде ласточкина хвоста. В эти прямоугольные каналы закладывают обмотку статора; раскрепляют обмотку с помощью клиньев, забиваемых в каналы формы ласточкина хвоста.

Высота сердечников гидрогенераторов по условиям перевозок обычно не превосходит 2500 мм, хотя в практике современного гидрогенераторостроения известен пример, когда обмотка статора была размещена на активной длине около 7000 мм.

Б. СБОРКА СТАТОРА В КОЛЬЦО

В том случае, когда статор гидрогенератора представляет собой сборную из отдельных сегментов конструкцию, сегменты с запрессованной активной сталью и уложенной на заводе в пазах стали обмоткой (кроме обмоток в стыковых частях) подают на сборочную площадку в заводской упаковке.

На сборочной площадке, непосредственно на платформе или после снятия с нее, удаляют упаковку и зачищают плоскости, сопрягаемые с фундаментными плитами, и плоскости стыков. Обычно зачистку производят с помощью воздушной или электрической машинки, к которой пристраивают проволоочные или пропитанные жидким стеклом войлочные круги. Все забоины и заусенцы зашлифовывают напильником; при этом наиболее тщательно зашлифовывают плоскости сопряжения активной стали статора.

Как уже было сказано (§ 3-8), статоры гидрогенераторов любых размеров можно собирать полностью, включая и укладку обмотки, как на сборочных площадках, так и на месте их постоянной установки. Собранные на сборочной площадке статоры переносят к месту установки с помощью специальной траверсы (рис. 103), либо без нее (рис. 107). Без траверсы переносят статоры, имеющие сравнительно небольшие габариты и относительно жесткие корпуса.

При сборке статоров непосредственно на месте установки их сегменты подают краном на свои фундаменты. Выбор того или иного варианта определяется проектом производства работ в зависимости от наличия сборочных площадей, принятой схемы строительных работ и других соображений (общая

assembled in corresponding segments of the stator frame.

The core steel assembled in the segment comprises a number of stacks, 40 to 50 mm thick, with special radial I-section or otherwise shaped spacers fitted in-between (Fig. 102). The length of these spacers is equal to the width of active steel segments measured over the tooth, the spacer width being usually about 10 mm. These spacers form cooling ducts in the stator core through which cooling air passes while the generator is running.

Radial rectangular ducts are formed in the stator bore. On the inner diameter these ducts have dovetail slots. These rectangular ducts accommodate the stator winding which is fixed in position with the help of wedges driven into the dovetail slots.

Proceeding from conditions of transportation, the height of hydrogenerator cores is usually not in excess of 2,500 mm, although in modern hydrogenerator engineering practice a core length of about 7,000 mm is known.

B. ASSEMBLING THE STATOR RING

When a hydrogenerator stator is made up of individual segments, the segments with active steel pressed-in and the winding placed into the slots in the active steel at the manufacturing plant (except for windings of the joints) are delivered to the assembly floor in Manufacturer's packing.

On the assembly floor (immediately on the assembly platform or upon removal from it) the packing is removed and the surfaces to be in contact with foundation plates and the joint surfaces are cleaned, usually with the help of a pneumatic or electric machine equipped with wire or felt disks impregnated with water soluble glass. All dents and barbs are filed; in the process, the surfaces of active steel joints are to be filed most carefully.

As it has been previously stated (Section 3-8), the stators of hydrogenerators of any size may be assembled completely, including the placement of winding both at the assembly floors and on the installation site. Stators assembled on assembly floors are transported to the installation site with the help of a special lifting beam (Fig. 103) or without a beam (Fig. 107). Stators of comparatively small sizes and having relatively rigid frames are handled without lifting beams.

In case stators are assembled directly on the installation site, the stator segments are delivered by a crane onto the stator foundation. The choice of one or another alternative of stator erection is determined by the work execution sequence plan depending on available assembly floors, adopted construction schedule

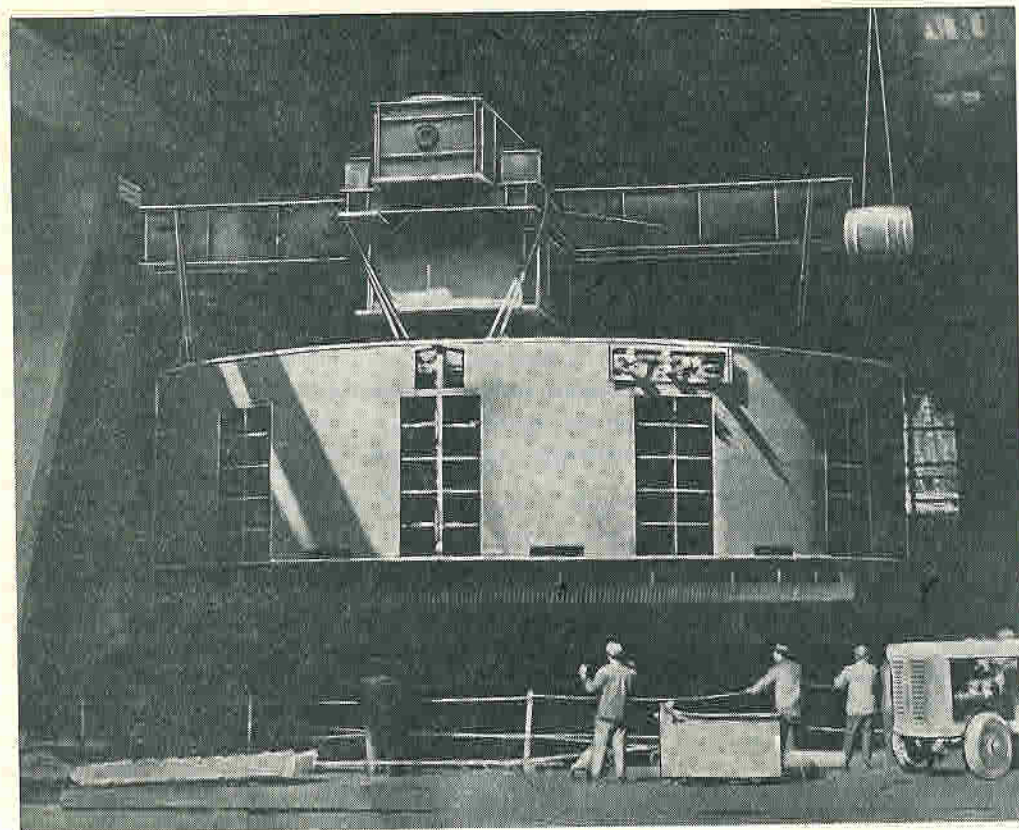


Рис. 103. Установка на фундамент статора гидрогенератора, собранного полностью на сборочной площадке (статор относительно больших габаритов и сравнительно малой жесткости корпуса — Братская ГЭС)

Fig. 103. Installation of generator stator on foundation. The stator was completely assembled at assembly floor (the stator is of a relatively large size and relatively small rigidity of frame — Bratskaya hydroelectric power plant)

длительность сборки статора, включая укладку и изолировку обмотки).

Порядок стыковки статора на сборочной площадке и непосредственно в кратере агрегата почти одинаков. Рассмотрим стыковку статора непосредственно в кратере гидроагрегата.

Подготовленный к монтажу сегмент статора с приболченными в соответствии с маркировкой фун-

and other considerations (the total time required for the stator assembly, including placement and insulation of winding).

The procedure of jointing the stator components is almost the same for the cases of erection on the assembly floor or in the power unit pit. Described below is the procedure of jointing the elements directly in the power unit pit.

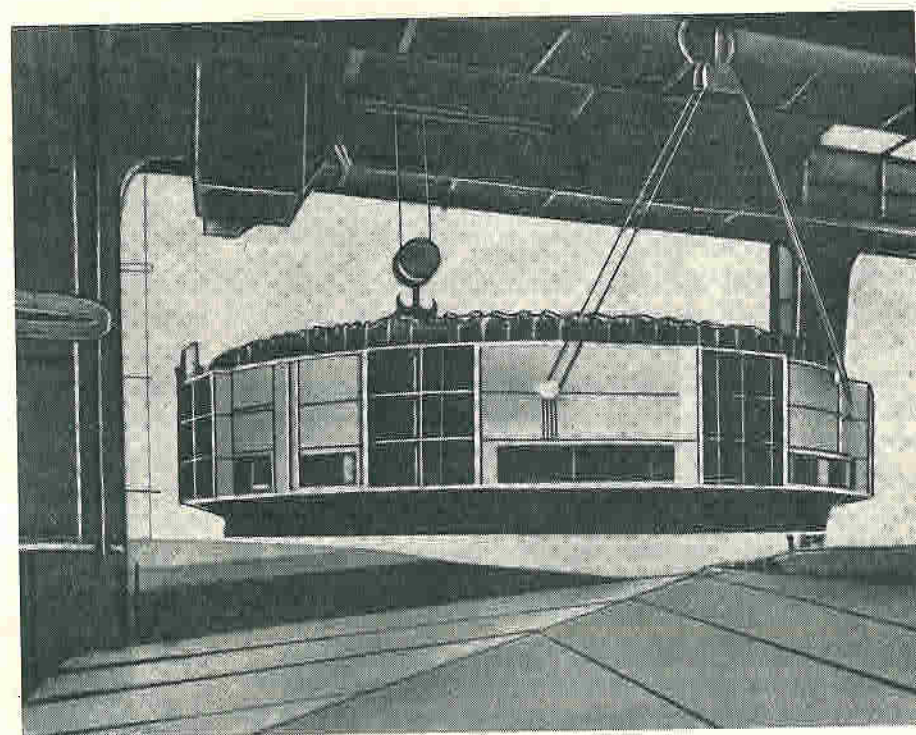
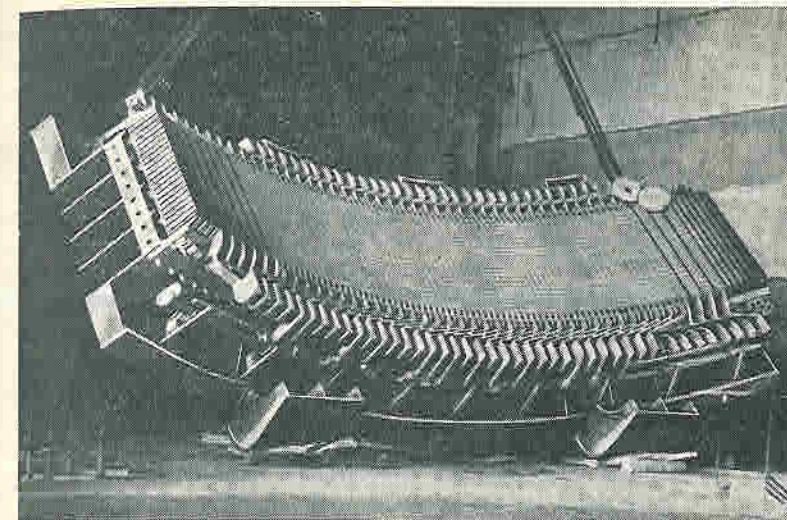
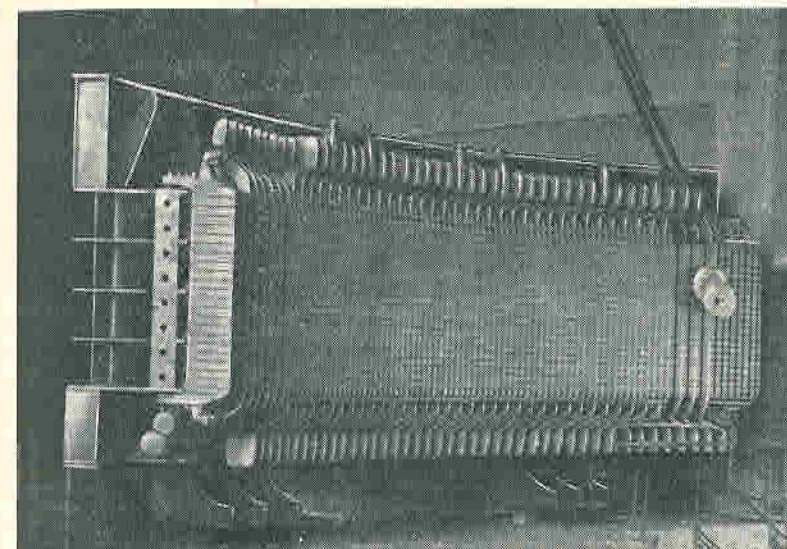


Рис. 104. Перенос статора к месту установки, собранного полностью на сборочной площадке (статор относительно небольших габаритов и сравнительно большой жесткости)

Fig. 104. Handling of stator to installation site. The stator was completely assembled at assembly floor (the stator is of a relatively small size and relatively high rigidity)



a



b

Рис. 105. Кантовка сегментов статора гидрогенератора на специальных кантователях (Красноярская ГЭС):

a — первый этап; б — завершающий этап

Fig. 105. Tilting of stator segments by special tilters (Krasnoyarskaya hydroelectric power plant): a — first stage; б — final stage

даментными плитами или без них, в зависимости от принятой технологии монтажа закладных частей, застропливают для кантовки в вертикальное положение за две проушины в верхних лобовых частях или за ребра через окна на задней спинке, если проушин в конструкции нет. Соединительные шины растягивают в сторону от троса, чтобы предохранить их от повреждения. Кантовка производится на специальных лапах, устанавливаемых по 2 шт. на сегмент (рис. 105).

Раскантованный сегмент статора сразу же переносят в кратер гидроагрегата и ставят на фундаментные плиты или с плитами на заранее выставленные на прокладках парные встречные клинья. Сегмент в секторе статорного круга располагают в соответствии с проектом и маркировкой на верхнем фланце корпуса около стыков или на плоскости стыка, а также на нижнем фланце около крепления к фундаментным плитам.

Установленный на фундаменте первый сегмент статора надежно закрепляют через анкерные плиты фундаментными болтами к бетонному основанию.

A stator segment prepared for erection, with foundation plates bolted to the segment in accordance with markings, or without foundation plates, is slinged (depending on the adopted method of the erection of embedded parts) for tilting into the vertical position at two ears in the upper end windings or at the ribs through opening on the rear wall if no ears are provided. Connecting busbars are pulled aside from the hoisting cable to prevent damage to them. Tilting is performed on special lugs, two lugs per each segment (Fig. 105).

The tilted stator segment is instantly transported to the hydropower unit pit and placed onto the foundation plates or, when assembled with foundation plates, onto opposing paired wedges installed beforehand. The segment is located in the stator circle sector in conformity with the design and markings made on the top flange of the frame near the joints or on the joint surface and also on the bottom flange near the point of fixation to the foundation plate.

Если в конструкции фундамента анкерных плиток фундаментных болтов нет, то сегмент статора раскрепляют установкой растяжек от корпуса статора к шахте гидрогенератора или другим креплениям в бетоне.

Следует отметить, что положение внутренней расточки первого сегмента статора относительно оси гидроагрегата должно быть особенно точным, так как этот сегмент в дальнейшем служит исходной базой для установки последующих сегментов. Последующие сегменты статорного кольца устанавливаются таким же способом (рис. 106 и 107) в соответствии с их маркировкой; при этом особенно следят за тем, чтобы расположенные в стыках радиально направленные цилиндрические штифты, соединительные шины и бандажные кольца совпадали. Болты стыковых соединений предварительно затягивают, не выбирая всего зазора между сопрягаемыми плоскостями стыков по активной стали и по стыковым брусам или плитам в зависимости от конструкции крепления стыка. Если при заводке последнего сегмента статора возникнут затруднения, то незамкнутое кольцо из установленных ранее сегментов следует несколько раздуть растяжками, а затем заводить последний сегмент.

После предварительной равномерной затяжки всех стыковых шпилек с оставлением зазоров между сопрягаемыми плоскостями необходимо снять формуляр зазоров между этими плоскостями по высоте активной стали и стыковых брусев или плит не менее чем в трех-четыре точки в зависимости от высоты статора.

Если зазоры по всей высоте активной стали при любой манипуляции затяжными шпильками получаются неодинаковыми, с разницей больше 0,1 мм, то между стыками по активной стали надо заложить прессшпановые прокладки неодинакового профиля, чтобы толщина их по всей высоте соответственно

The first stator segment installed on the foundation is to be reliably secured through anchor plates with the help of foundation bolts to the concrete foundation. If no foundation bolt anchor plates are provided in the foundation design, the stator segment is to be secured with braces installed between the stator frame and the hydropower unit pit walls or some other concrete surfaces.

It should be noted that the position of the inner bore of the first stator segment in respect to the hydropower unit centre line shall be especially precise since this segment will be referred to in the future installation of other segments. The subsequent segments of the stator ring are installed in the same way (Figs. 106 and 107) in conformity with their marking. In the procedure particular attention is given to the alignment of radial cylindrical pins, connecting busbars and strengthening bands. The joint bolts are to be tightened preliminarily, without taking up the entire clearance between the jointed planes of active steel and of joint bars or plates, depending upon the design of the joint fastening arrangement. In case any difficulties arise while bringing in the last segment of the stator, the open ring of the already mounted segments should be slightly driven apart with the help of braces and then the last segment is to be brought in.

Upon a preliminary uniform tightening of all the joint pins with clearances left between the jointed surfaces a record sheet of clearances between these surfaces should be worked out. The clearances are measured between the active steel joint surfaces and between the joints of the joint bars or plates at not less than three or four points over the stator height, depending on the height.

If equal clearances cannot be achieved over the active steel height by adjusting the coupling pins,

равнялась зазорам между стыками по активной стали. Если зазоры по всей высоте сопрягаемых плоскостей активной стали получаются практически одинаковыми, то между этими плоскостями закладывают плоские прокладки из прессшпана толщиной от 0,5 до 1 мм, в зависимости от конструкции статора. При этом после установки между стыками прокладок ширина стыкового паза не должна отклоняться от проектного значения более чем на $\pm 2 \div 3\%$, а смещение по дну паза может быть не более 0,5 мм.

После того как между стыковыми плоскостями активной стали статора будут установлены прессшпановые прокладки переменного или одинакового сечения, можно приступить к окончательной затяжке болтовых соединений сегментов статора. Затяжку следует выполнять равномерно, начиная с внутреннего ряда шпилек и постепенно переходя к шпилькам других рядов (от центра к периферии). Чтобы обеспечить более плотное соединение стыков активной стали статора в процессе всей стыковки, надо затягивать в первую очередь шпильки внутреннего ряда. Кроме того, плотному сопряжению стыков по активной стали способствует зазор между стыковыми брусками или плитами, обеспечивающий некоторый натяг при затяжке стыков. Если при окончательной затяжке шпилек между стыковыми плоскостями брусев или плит образуются зазоры на участках длиной 200—250 мм, то на этих участках следует проложить соответствующей толщины прокладки из листовой стали. Чтобы не вынимать стяжных шпилек, эти прокладки можно делать П-образной формы, заводя их в стык от периферии к центру. Стыковка статора считается законченной, если стыковые шпильки обтянуты с предельно допустимым усилием и между сопрягаемыми плоскостями активной стали статора нет зазора. При этом между плоскостями стыковых брусев или плит могут быть лишь местные зазоры участками, не превышающими

and the difference in clearances is in excess of 0.1 mm, press-board shims of various shapes are to be placed into the joints of active steel, the thickness of shims over the joint height being the same as the width of clearances in the active steel joints. In case all the clearances are practically the same over the entire height of the joint, flat press-board shims, 0.5 to 1 mm thick depending on the stator construction, are to be placed between these surfaces. After the shims are placed, the width of the joint slot shall differ from the design value by not more than 2 or 3 per cent and the mismatch in the slot bottom should not be over 0.5 mm.

After press-board shims of different or equal thickness are placed at the joints of the stator active steel, the bolted connections of the stator segments may be tightened up well home. The tightening should be performed uniformly, beginning from the inside row of pins and gradually turning to pins of other rows (from the centre to the periphery). To provide for a more tight connection of joints of the stator active steel, the pins of the inside row should be tightened first. Besides, the clearance between the joint bars or plates, which provides some negative allowance in tightening the joints, also improves tightness of the active steel joints. In case clearances occur between the split joints of bars or plates over a length of 200 to 250 mm after the pins are tightened up, sheet steel shims of a corresponding thickness should be fitted in these clearances. To fit these shims without removing the coupling pins, they may be made U-shaped and brought into the joint from the periphery towards the centre. The stator may be considered as properly jointed if the coupling pins are tightened with the ultimate force and no gaps are left between the split joints of the stator active steel. Only local gaps on sections not longer than 200 to 250 mm, may be tolerated between the

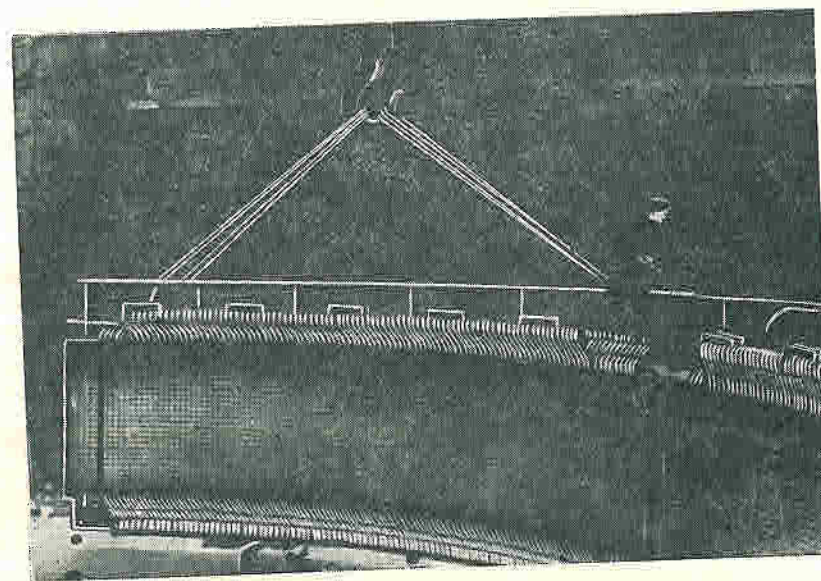


Рис. 106. Установка сегмента статора на фундамент

Fig. 106. Installation of stator segments on foundation

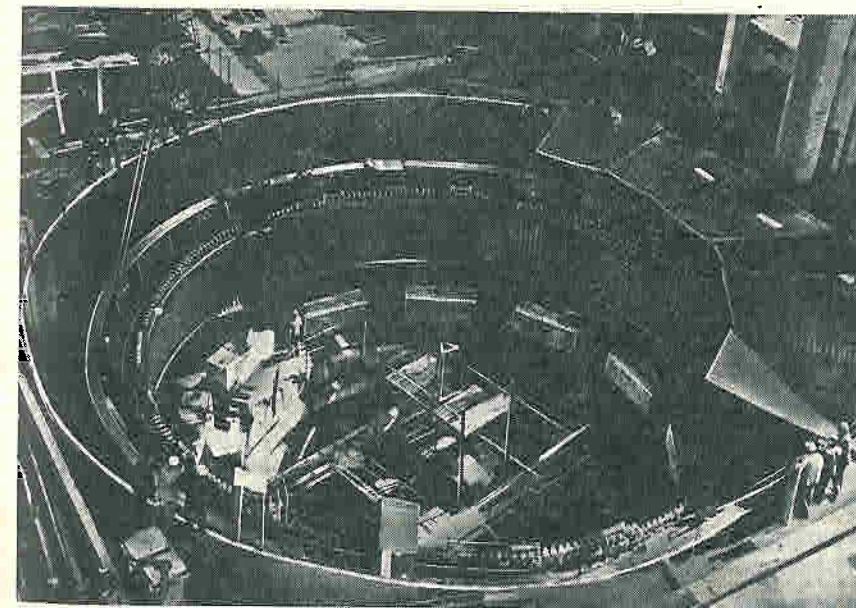


Рис. 107. Установка замыкающего сегмента статора (Красноярская ГЭС)

Fig. 107. Installation of closing-up stator segment (Krasnoyarskaya hydroelectric power plant)

200—250 мм, с общей протяженностью не более 50% всей высоты стыка.

Окончательно обтянутые гайки стыковых шпилек должны быть приварены одной гранью к стыковому брусу или плите в зависимости от конструкции стыка.

Операция по затяжке гаек представляет некоторую сложность ввиду затруднительного подхода к гайкам стыковых шпилек, особенно внутреннего ряда. Для этих целей применяют различной формы и разных конструкций гаечные ключи, звездочки и другие специальные сболчиватели. Для облегчения работ по окончательной затяжке стыковых гаек можно рекомендовать термический способ (см. § 4-10, п.Е).

В. ВЫВЕРКА СТАТОРА ПО ВЫСОТНЫМ ОТМЕТКАМ

Окончательно выверить статор по высоте можно до опускания ротора в расточку статора или по опущенному ротору, когда уже будет прицентрирован генераторный вал к турбинному и выверено биение вала на подпятнике, получаемое за счет неперпендикулярности опорной втулки подпятника к оси вала генератора. Выверка высотного положения статора до опускания ротора более прогрессивна и дает наибольшую точность. Рассмотрим это более подробно.

Выверить статор до опускания ротора можно или сразу после окончательной стыковки сегментов статора, или после окончания работ по обмотке, укладываемой в пазы около стыков. В том и другом случае порядок работ будет одинаковым. Как уже было сказано в § 5-2, исходными данными для выверки статора по высотному положению служат фактические отметки смонтированных узлов гидротурбины.

Если рабочее колесо с валом гидротурбины к этому времени уже установлено в кратер, как это и бывает в большинстве случаев, то базой для выверки статора гидрогенератора по высотному положению является отметка верхней плоскости его фланца. При этом учитывается, что фланец вала гидротурбины до спаривания валов находится всегда ниже своей рабочей отметки на величину, превышающую на 4—6 мм высоту центрирующего посадочного буртика фланцевого соединения. Рабочей отметкой фланца вала следует считать отметку, полученную в результате установки рабочего колеса гидротурбины в рабочее положение относительно установленных закладных частей.

Окончательную выверку высотного положения статора следует производить до центрирования его относительно оси, так как при подъемах статора при выверке высотного положения ось расточки статора может легко переместиться в каком-либо произвольном направлении. За установочную базу при выверке

split joints of bars and plates and their total length should be not more than 50 per cent of the total height of the joint.

Completely tightened nuts of joint pins should be welded with one face to the joint bar or plate, depending on the type of joint.

Tightening the nuts is a somewhat cumbersome operation due to difficult access to nuts of joint pins, especially to those in the inside row. To this end, use is made of miscellaneous wrenches, sprockets, and other tightening tools. To facilitate the work, it is good practice to tighten up the joint nuts using a thermal method (see Section 4-10, Item F).

С. ADJUSTMENT OF THE STATOR VERTICAL POSITION

The vertical position of the stator may be finally checked and adjusted before the rotor is lowered into its bore. This may be also carried out against the rotor positioned already into the stator, after the alignment of the generator and turbine shafts and check-up of the shaft run-out on the thrust bearing. The run-out of the shaft on the thrust bearing results from non-perpendicularity of the support lining of the thrust bearing in respect to the generator shaft centre line. The check and adjustment of the stator vertical position prior to lowering the rotor is a more advanced method and provides for a higher accuracy. This method is described below in detail.

The stator can be checked and adjusted before the rotor is lowered immediately after its segments are completely joined or after the winding is placed in the slots at the joints. In either case, the procedure is the same. As has been stated in Section 5-2, the actual elevations of erected parts of the hydraulic turbine serve as initial reference data for the adjustment of the stator vertical position.

If the turbine runner and shaft assembly is already erected in the turbine pit (as is usually the case), the hydrogenerator stator is adjusted in elevation taking the elevation of the top surface of the stator flange as the reference basis. In doing so it should be taken into consideration that the turbine shaft flange, prior to coupling the shafts, is always below its working elevation by more than 4 to 6 mm over the height of the centring fillet of the flange joint. The elevation obtained after the installation of the turbine runner in its working position in respect to already installed embedded parts is to be taken as the working elevation of the shaft flange.

A final adjustment of the stator vertical position should be carried out prior to centring it in respect to the centre line, as the stator bore axis may easily shift in any direction while lifting the stator to adjust its vertical position. In checking the stator horizontal

горизонтальности статора надо принимать расточку статора, которая в пределах практически получаемых средних данных должна быть параллельной оси вала гидротурбины или иметь отклонения не более 0,3 мм на 1 м высоты активной стали статора.

При выверке высотного положения статора основной установочной базой должна быть средняя линия по высоте активной стали статора, определяемая в результате среднеарифметического подсчета по замерам активной стали статора на двенадцати противоположных равномерно расположенных участках.

Отметку для установки статора лучше всего задавать не по проектным данным, а по данным, получаемым в результате пересчета монтажной схемы (см. рис. 100), составленной на основании фактических линейных размеров по натурным измерениям деталей и узлов гидроагрегата. Вполне понятно, что для определения отметок под статор нет необходимости выполнять все работы по установке упомянутых узлов. Вполне достаточно рассчитать их на монтажной схеме по результатам точно сделанных и проконтролированных замеров узлов и деталей, т.е. по общим линейным размерам подвижной и неподвижной частей гидроагрегата.

Практически отметки монтируемых узлов приводят в соответствие с расчетной монтажной схемой за счет подбивки клиньев или соответствующих прокладок из листовой стали. Эти прокладки устанавливают по мере необходимости под парные клинья фундаментных плит статора и нижней крестовины (если она есть), под лапы верхней крестовины и под опору подпятника, а иногда и под гнездо подпятника, если без прокладок не удастся привести отметки в соответствие с допусками на возможные отклонения. Как уже было сказано, по высотному положению статор выверяют в основном заранее, при установке его фундаментных плит. После же установки статора на фундаментные плиты выполняют только окончательную доводку, поскольку опорные плоскости нижнего фланца статора зачастую не находятся в одной плоскости. Проверять же это и учесть до установки сегментов статора на фундаментные плиты практически невозможно. Подбивку клиньев и установку под них прокладок производят при попеременном подъеме то одной, то другой стороны статора краном или домкратами.

Для более удобного подъема статора с помощью гидродомкратов в бетонном фундаменте целесообразно предусматривать устройство специальных монтажных штабов (рис. 108). Выверить высотное положение статора при опущенном роторе значительно проще, но работа по центрированию статора относительно оси при этом осложняется. При выверке статора по высоте при опущенном роторе за исходную базу принимают среднюю линию полюсов опущенного и поставленного по высоте в рабочее положение ротора гидрогенератора. Высотное положение

position the stator bore is to be taken as a reference base. Within the limits of practically obtained average data, the stator bore should be parallel to the hydraulic turbine shaft axis accurate to 0.3 mm per 1 m of the stator active steel height.

While adjusting the stator vertical position, the median line of the stator active steel height is to be taken as the basic reference line. This median line is determined as an arithmetic mean of twelve measurements of the stator active steel height at opposite equally spaced points.

It is good practice to determine the elevation for the stator erection on the basis of data obtained by calculations made with reference to the erection diagram (Fig. 100) where actual linear dimensions of the hydraulic turbine parts are shown, rather than on the basis of design data. It is quite clear that there is no necessity of carrying out all operations on the installation of the mentioned parts in order to determine the stator elevations. They can be calculated quite satisfactorily on the erection diagram from the data of accurate and checked measurements of units and parts, that is, from the overall linear dimensions of the mobile and fixed parts of the hydropower unit.

The elevations of the erected assemblies are actually brought in agreement with the design erection diagram by inserting wedges or appropriate sheet steel shims. These shims are placed as needed under the paired wedges of the stator foundation plates and of the bottom spider bracket (if the bottom bracket is provided), under the feet of the top bracket and under the thrust bearing support (and sometimes under the thrust bearing seat) in case otherwise the elevations cannot be brought into good agreement with tolerances. As has been already stated, the vertical position of the stator is adjusted mainly beforehand, while placing the stator foundation plates. Only final sizing is carried out upon the installation of the rotor on the foundation plates, since the supporting planes of the stator bottom flange often do not lie in the same plane. It is practically impossible to check this and to take it into consideration prior to installing stator segments onto the foundation plates. To drive in wedges and to fit shims under them the stator is to be raised with the help of a crane or jacks, at two sides alternately.

In order to facilitate the stator lifting with the help of hydraulic jacks it is advisable to provide in the concrete foundation special erection block-outs (Fig. 108). Adjustment of the stator vertical position, with the rotor lowered into it, is much simpler but centring the stator in respect to the centre line is more complicated in this case. While adjusting the vertical position of the stator, with the rotor installed into it, the median line of poles of the rotor lowered into the stator and erected in the operating position is taken as a reference basis. The vertical position of the stator is established in this case on the basis of results of measurements

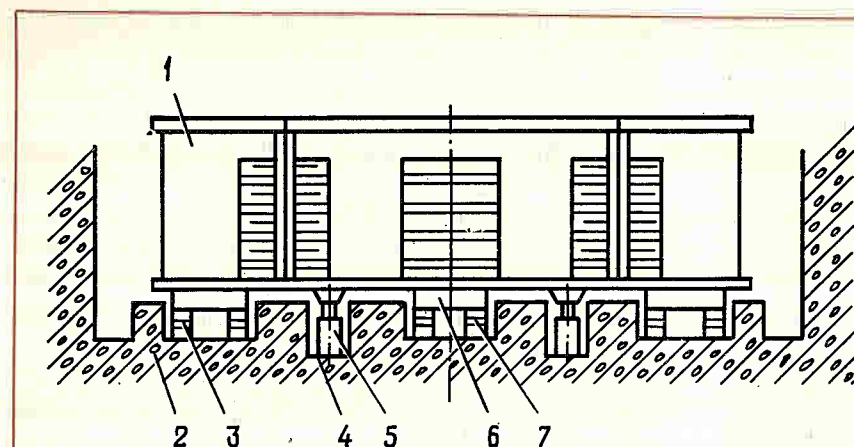


Рис. 108. Подъем статора при выверке по высоте с помощью гидродомкратов, устанавливаемых в специальные монтажные ниши:

1 — корпус статора; 2 — фундамент под статор; 3 — встречные парные клинья; 4 — специальные монтажные штрабы в фундаменте для установки домкратов; 5 — гидродомкраты; 6 — фундаментные плиты; 7 — подкладки

Fig. 108. Hoisting of stator while checking for elevation with hydraulic jacks mounted in special recesses:

1 — stator frame; 2 — stator foundation; 3 — opposing pairs of wedges; 4 — special mounting block-outs in foundation for positioning the jacks; 5 — hydraulic jacks; 6 — foundation plates; 7 — pads

статора здесь устанавливают по замерам средних линий ротора и активной стали статора с теми же допустимыми отклонениями.

Во всем остальном выверку можно производить аналогично рекомендуемому способу выверки статора до опускания ротора.

Следует заметить, что выверка высотного положения статора, а следовательно, и центрирование его относительно оси, выполняемые после опускания ротора, удлиняют цикл монтажа на время, затрачиваемое на эти операции, что практически на крупных гидрогенераторах составляет 3—5 дней.

Г. ЦЕНТРИРОВАНИЕ СТАТОРА ОТНОСИТЕЛЬНО ОСИ ГИДРОГЕНЕРАТОРА

Центрировать статор относительно оси агрегата, так же как и выверять его высотное положение, можно до опускания ротора в статор или с опущенным ротором. Центрирование статора до опускания ротора может быть выполнено до установки генераторного вала или после того, как вал будет опущен на подпятник и прицентрирован к валу турбины (зонтичный тип генераторов).

Рассмотрим более подробно случаи центрирования статоров гидрогенераторов относительно оси гидроагрегата до опускания ротора в статор как наиболее прогрессивные, позволяющие сократить цикл монтажа гидроагрегатов.

Как уже было сказано, исходной базой для центрирования статора относительно оси агрегата должна служить ось установленного и отцентрированного вала гидротурбины, а если вал еще не установлен, то ось расточки под рабочее колесо соответствующего узла в зависимости от конструкции гидротурбины, входящей в состав данного гидроагрегата.

Учитывая, что в подавляющем большинстве случаев статоры центрируются после установки рабочего колеса и вала гидротурбины, рассмотрим и

of the rotor and stator active steel median lines, the allowable tolerances being the same.

In all other respects, the adjustment procedure is similar to the recommended method for the adjustment of the stator prior to lowering the rotor into it.

It should be noted that the adjustment of the stator vertical position and, consequently, its centring in respect to the centre line after the rotor is lowered into the stator takes more time so that the erection cycle of the unit is increased by the time required for these operations. With large hydropower units this time amounts practically to 3 or 5 days.

D. ALIGNMENT OF THE STATOR IN RESPECT TO THE GENERATOR CENTRE LINE

The stator may be aligned in respect to the hydropower unit centre line, prior to lowering the rotor into it, or with the rotor already installed, just as in case of its vertical position adjustment. Alignment of the stator prior to rotor installation may be, in its turn, carried out prior to the generator shaft installation or after the shaft is mounted on the thrust bearing and aligned with the turbine shaft (for umbrella-type generators).

Alignment of stators in respect to the hydropower unit centre line before the rotor is inserted is the most advanced procedure as it shortens the time required for the erection of hydropower units. That is why, this procedure will be described below in greater detail.

As has been already stated the centre line of the erected and aligned turbine shaft is to be used as the reference basis for centring the stator in respect to the hydropower unit centre line. In case the turbine shaft has not yet been erected, the centre line of the bore for the runner in the corresponding assembly is to be taken as the reference basis, depending on the turbine design.

варианты центрирования по установленному и отцентрированному по оси и по вертикали валу гидротурбины. Варианты центрирования без вала гидротурбины можно подробно не рассматривать, ограничившись лишь просмотром эскиза, приведенного на рис. 109, так как технология работ при этом будет аналогична технологии центрирования статора по установленному турбинному валу.

Относительно оси статор центрируют перемещением его по горизонтали вместе с фундаментными плитами на парных клиньях. При больших перемещениях по горизонтали, когда этому препятствуют штрабы в фундаменте, штрабы (или отверстия под фундаментные болты в плитах) увеличивают способом, описанным в § 5-2 п.Б. Если этого недостаточно, то можно увеличить отверстия в нижнем фланце статора, через которые статор крепят к фундаментным плитам. Но в этом случае необходимо перештифовать статор к фундаментным плитам,

Since in the majority of cases stators are aligned after the installation of the turbine runner and shaft, some procedures of alignment in respect to the turbine shaft installed and adjusted in the vertical and horizontal positions will be also described. A detailed description of the stator centring without the turbine shaft may be eliminated, the idea being illustrated by the sketch shown on Fig. 109, as this procedure is similar to that of the stator alignment with the turbine shaft already installed.

The stator is centred in respect to the centre line by shifting it horizontally, together with the foundation plates, on paired wedges. In case great horizontal displacements are required and block-outs in the concrete foundation interfere with this operation, these block-outs (or the foundation bolt holes in the foundation) are to be enlarged using the procedure described in Section 5-2, Subsection B. If this measure is insufficient, the holes in the stator bottom flange through which the stator is fixed to the foundation plates may

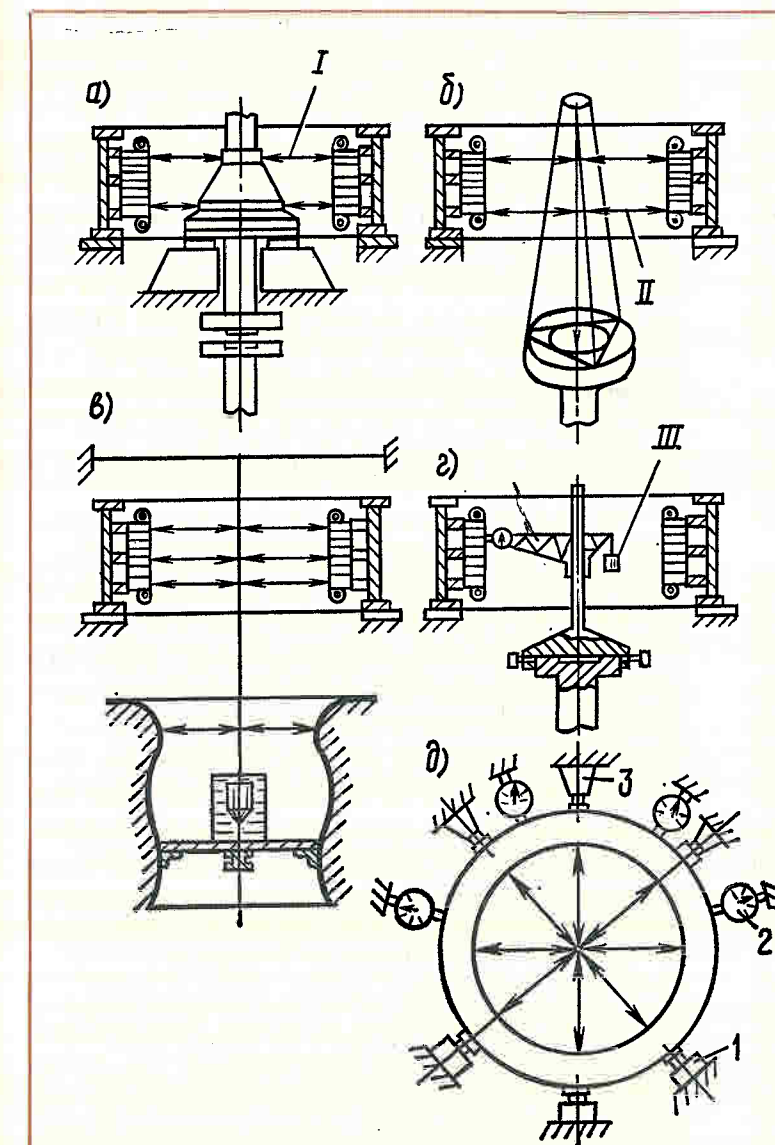


Рис. 109. Варианты центрирования статора:

a — центрирование по втулке ротора при повороте вала на подпятнике; б — биение зеркала пята при этом уже выверено и вал генератора прицентрирован к валу турбины; в — центрирование по струне, подвешенной к специальной треноге; струна совмещена с осью отцентрированного турбинного вала; г — центрирование по струне, подвешенной на оси пересечения двух струн; струна совмещена с осью расточки камеры рабочего колеса; д — центрирование с помощью специального поворотного приспособления, базированного на фланце отцентрированного вала турбины; е — схема расположения домкратов при горизонтальном перемещении статора и при исправлении неконцентричности

1 — гидродомкрат; 2 — индикатор; 3 — винтовой домкрат; I — штихмасс; II — штихмасс или рулетка с натягом по динамометру; III — противовес

Fig. 109. Versions of stator alignment:

a — alignment to rotor hub while rotating the shaft on thrust bearing; the bearing runner has already been adjusted and the generator shaft aligned to the turbine shaft; б — alignment to piano wire suspended from special tripod; the wire is aligned with the axis of the centered turbine shaft; в — alignment to the piano wire suspended from axis of intersection of two wires; the wire is aligned with the axis of the runner chamber bore; д — alignment with the help of a special turning device based on the shaft of the centered turbine shaft; е — layout of jacks during horizontal displacement of the stator and during correction of non-concentricity

1 — hydraulic jack; 2 — dial gauge; 3 — screw jack; I — pin gauge; II — pin gauge or tape tightened by dynamometer; III — counterweight

рассверлив и развернув старые отверстия на больший диаметр или просверлив новые отверстия так, чтобы центр сверла был направлен по разьему фланца статора с фундаментной плитой.

Перемещение статора по горизонтали у небольших гидрогенераторов производят с помощью механических домкратов, а у крупных и средних гидрогенераторов — с помощью 25-, 50- и 100-тонных гидравлических домкратов. Удобнее всего перемещать статор при установке домкратов в шести равномерно расположенных по окружности точках (рис. 109, д). При этом с той стороны, откуда перемещается статор, устанавливают гидравлические домкраты, а со стороны, в которую его перемещают, распирают механические домкраты, препятствующие скачкообразному перемещению статора. Механические домкраты распирают так, чтобы зазор между полкой статора и головкой домкрата, включая и мертвые ходы, был равен величине требуемого перемещения статора в этом направлении.

Величины перемещения по соответствующим осям статора проверяют посредством устанавливаемых по этим осям индикаторов. Величину необходимого перемещения центра статора задают после выверки расположения оси расточки активной стали статора относительно оси вала гидротурбины. Определение этой величины, а также и окончательную проверку отцентрированного статора выполняют одним из способов измерения, показанных на рис. 109. Выбор того или иного способа зависит от наличия требуемых для этих целей приспособлений и от желания исполнителя. Вообще же говоря, каждый из этих способов при аккуратном отношении может обеспечить требуемую точность центрирования.

Точность центрирования должна удовлетворять условиям, при которых зазор межжелезного пространства гидрогенератора не будет иметь отклонений более чем на $\pm 10\%$ от среднеарифметического действительно полученного зазора.

У статоров, собранных из отдельных сегментов, очень часто активная сталь по внутреннему диаметру имеет эллипсность или другую неопределенную форму, причем отклонения от концентричности, полученные замерами по верхнему поясу расточки, как правило, не совпадают с отклонениями, полученными по замерам нижнего пояса. Исправить неправильную форму в условиях монтажа весьма трудно (хотя частично это и делается), так как придать строго концентричную форму статору, состоящему из отдельных сегментов, вообще невозможно. Неправильную форму статора исправляют приложением радиально направленных различных по величине усилий от установленных вокруг корпуса и опертых в бетон домкратов (рис. 109, д); домкраты желательно установить и по верхнему фланцу статора. Форма статора должна быть исправлена настолько, чтобы отклонение его расточки от окруж-

ности не превышало допустимых значений при освобожденных домкратах и временных распорках.

Никким образом нельзя сдавать статор под заливку бетоном с временными распорками или распорными домкратами, так как после снятия распорок статор под воздействием созданных ему напряжений будет стремиться изменить свою форму.

Если конструкцией гидрогенератора предусмотрены постоянные распорки (домкраты) по верхнему фланцу статора, то они должны оставаться в распорном состоянии. В этом случае надо учитывать, что статор при нагреве, особенно при сушке его на своем фундаменте, значительно увеличивается в диаметре, и бетон, на который опираются распорные домкраты, обомнется. Поэтому домкраты следует подтягивать при установившейся оптимальной эксплуатационной температуре. Регулировать натяг домкратов во всех случаях необходимо с установленными к верхнему фланцу статора или лапам крестовины шестью или восемью равномерно расположенными по окружности индикаторами, с тем чтобы не сдвинуть гидрогенератор относительно оси агрегата.

В процессе наблюдений за поведением статоров во время эксплуатации автор установил, что статоры значительно изменяют свою форму даже и в тех случаях, когда после исправления перед подливкой бетоном они были освобождены от приложения внешних усилий. Это, видимо, объясняется перераспределением остаточных внутренних напряжений, получаемых при сварке корпусов статоров, которую, к сожалению, как правило, производят без последующей термообработки.

Учитывая изложенные выше соображения, не следует рекомендовать исправление формы статора внешними усилиями, если его искажение не превышает допустимых по техническим условиям на монтаж гидроагрегатов отклонений по воздушному зазору.

Под бетонирование статор может быть сдан после окончательного крепления к фундаментным опорам и окончательной проверки одним из показанных на рис. 109 способов. При этом отклонение его оси расточки от оси агрегата не должно превышать 5% величины зазора межжелезного пространства. Ось расточки статора определяют, исходя из фактических замеров по статору в шести или восьми сечениях.

При центрировании статора по полюсам опущенного ротора надо учитывать величины отклонения отдельных полюсов от окружности, концентричной с валом или внутренней расточкой на роторе. В этом случае центр расточки статора окончательно проверяют при повороте ротора на подпятнике на 360° , замеряя в 12—16 радиальных сечениях активной стали статора расстояние от какого-либо полюса до внутренней расточки статора. Замеры необходимо делать одновременно по верхнему и нижнему поясам расточ-

ности не превышало допустимых значений при освобожденных домкратах и временных распорках.

Никким образом нельзя сдавать статор под заливку бетоном с временными распорками или распорными домкратами, так как после снятия распорок статор под воздействием созданных ему напряжений будет стремиться изменить свою форму.

Если конструкцией гидрогенератора предусмотрены постоянные распорки (домкраты) по верхнему фланцу статора, то они должны оставаться в распорном состоянии. В этом случае надо учитывать, что статор при нагреве, особенно при сушке его на своем фундаменте, значительно увеличивается в диаметре, и бетон, на который опираются распорные домкраты, обомнется. Поэтому домкраты следует подтягивать при установившейся оптимальной эксплуатационной температуре. Регулировать натяг домкратов во всех случаях необходимо с установленными к верхнему фланцу статора или лапам крестовины шестью или восемью равномерно расположенными по окружности индикаторами, с тем чтобы не сдвинуть гидрогенератор относительно оси агрегата.

В процессе наблюдений за поведением статоров во время эксплуатации автор установил, что статоры значительно изменяют свою форму даже и в тех случаях, когда после исправления перед подливкой бетоном они были освобождены от приложения внешних усилий. Это, видимо, объясняется перераспределением остаточных внутренних напряжений, получаемых при сварке корпусов статоров, которую, к сожалению, как правило, производят без последующей термообработки.

Учитывая изложенные выше соображения, не следует рекомендовать исправление формы статора внешними усилиями, если его искажение не превышает допустимых по техническим условиям на монтаж гидроагрегатов отклонений по воздушному зазору.

Под бетонирование статор может быть сдан после окончательного крепления к фундаментным опорам и окончательной проверки одним из показанных на рис. 109 способов. При этом отклонение его оси расточки от оси агрегата не должно превышать 5% величины зазора межжелезного пространства. Ось расточки статора определяют, исходя из фактических замеров по статору в шести или восьми сечениях.

При центрировании статора по полюсам опущенного ротора надо учитывать величины отклонения отдельных полюсов от окружности, концентричной с валом или внутренней расточкой на роторе. В этом случае центр расточки статора окончательно проверяют при повороте ротора на подпятнике на 360° , замеряя в 12—16 радиальных сечениях активной стали статора расстояние от какого-либо полюса до внутренней расточки статора. Замеры необходимо делать одновременно по верхнему и нижнему поясам расточ-

ности не превышало допустимых значений при освобожденных домкратах и временных распорках.

Никким образом нельзя сдавать статор под заливку бетоном с временными распорками или распорными домкратами, так как после снятия распорок статор под воздействием созданных ему напряжений будет стремиться изменить свою форму.

Если конструкцией гидрогенератора предусмотрены постоянные распорки (домкраты) по верхнему фланцу статора, то они должны оставаться в распорном состоянии. В этом случае надо учитывать, что статор при нагреве, особенно при сушке его на своем фундаменте, значительно увеличивается в диаметре, и бетон, на который опираются распорные домкраты, обомнется. Поэтому домкраты следует подтягивать при установившейся оптимальной эксплуатационной температуре. Регулировать натяг домкратов во всех случаях необходимо с установленными к верхнему фланцу статора или лапам крестовины шестью или восемью равномерно расположенными по окружности индикаторами, с тем чтобы не сдвинуть гидрогенератор относительно оси агрегата.

В процессе наблюдений за поведением статоров во время эксплуатации автор установил, что статоры значительно изменяют свою форму даже и в тех случаях, когда после исправления перед подливкой бетоном они были освобождены от приложения внешних усилий. Это, видимо, объясняется перераспределением остаточных внутренних напряжений, получаемых при сварке корпусов статоров, которую, к сожалению, как правило, производят без последующей термообработки.

Учитывая изложенные выше соображения, не следует рекомендовать исправление формы статора внешними усилиями, если его искажение не превышает допустимых по техническим условиям на монтаж гидроагрегатов отклонений по воздушному зазору.

Под бетонирование статор может быть сдан после окончательного крепления к фундаментным опорам и окончательной проверки одним из показанных на рис. 109 способов. При этом отклонение его оси расточки от оси агрегата не должно превышать 5% величины зазора межжелезного пространства. Ось расточки статора определяют, исходя из фактических замеров по статору в шести или восьми сечениях.

При центрировании статора по полюсам опущенного ротора надо учитывать величины отклонения отдельных полюсов от окружности, концентричной с валом или внутренней расточкой на роторе. В этом случае центр расточки статора окончательно проверяют при повороте ротора на подпятнике на 360° , замеряя в 12—16 радиальных сечениях активной стали статора расстояние от какого-либо полюса до внутренней расточки статора. Замеры необходимо делать одновременно по верхнему и нижнему поясам расточ-

ки статора. Способы перемещения статора по горизонтали при этом аналогичны рассмотренным выше.

5-4. ОБМОТКИ СТАТОРОВ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

А. КОНСТРУКЦИИ ОБМОТОК

Обмотка статора гидрогенератора (его активная часть) состоит из медных проводников, уложенных в пазы активной стали, и изоляции, которой витки этих проводников изолированы друг от друга, а также от сердечника и корпуса статора. Изолируют элементарные проводники друг от друга для уменьшения потерь от вихревых токов.

Для уменьшения потерь от циркуляционных токов элементарные проводники, располагаемые в пазовой части статора, переплетают друг с другом. Такое переплетение составляющих стержень проводников называется транспозицией.

По числу расположения стержней в пазу активной стали статора обмотки подразделяют на двухслойную и однослойную; однослойная в гидрогенераторостроении в настоящее время применяется в статорах капсульных гидрогенераторов с водяным охлаждением.

По направлению прохождения тока обмотки подразделяют на петлевую и волновую. В первом случае при обходе по схеме ток проходит по петлям, а во втором — только вперед по зигзагам (волнам).

По конструктивному исполнению обмотки подразделяют на катушечную и стержневую.

Катушечная обмотка. Секциям катушечной обмотки окончательную форму придают до укладки в пазы активной стали статора. Катушечная обмотка по сравнению со стержневой требует несколько меньшего относительного расхода меди и проще при исполнении расчетной схемы.

Однако изготовление ее значительно сложнее: кроме того, затрудняются монтаж в разъемных статорах и замена выявленных при эксплуатации дефектных секций. Последнее объясняется тем, что при укладке катушек в процессе монтажа и ремонта нужно производить подъем целого шага, отгибая катушки статора из пазов после нагрева их до температуры 85—90°C. Нагрев осуществляют обычно методом потерь в меди, подавая ток в обмотку от сварочного трансформатора. К числу недостатков катушечной обмотки также следует отнести сравнительно меньшую надежность витковой изоляции. Кроме того, в катушечной обмотке нельзя применять терморезистивную изоляцию, не допускающую деформаций.

Все эти недостатки и послужили причиной того, что заводы при изготовлении крупных гидрогенераторов не стали применять катушечную обмотку, а перешли на стержневую.

Стержневая обмотка. Стержневая обмотка состоит из отдельных полукатушек, концы которых по определенной схеме соединены между собой при

movement of the stator are similar to those described above.

5-4. STATOR WINDINGS

A. DESIGN FEATURES

The stator winding of a hydrogenerator (its magnetic circuit) is composed of copper conductors accommodated in the slots of the stator core, turn-to-turn insulation and ground insulation. The strands are insulated to reduce eddy current losses.

The strands located in the slot portions are interwoven to reduce losses due to circual currents. Such interwining of the strands constituting a conductor is termed transposition.

According to the number of conductors per slot, the stator windings are subdivided into single-layer and two-layer windings. At present the single-layer winding finds application in water-cooled stators of bulb units.

From the stand-point of current direction, the windings are classified as lap and wave windings. In the former, the current passes through the circuit over loops. In the latter, the current moves in a zig-zag forward direction (wave).

According to construction, the windings are subdivided into diamond type and bar type.

The diamond winding. The coils of the diamond winding are performed prior to placing them into the slots of the stator core. As compared to the bar winding, the diamond winding requires a relatively smaller amount of copper and it is easier to set up a design circuit.

However, it is more difficult to manufacture. Besides, difficulties are experienced in winding assembly at the stator splits and in the replacement of faulty coils. The latter is explained by the fact that in placing the coils in the slots during winding assembly or repairs, the full pitch has to be lifted by bending back the stator coils after heating them up to 85—90°C. They are usually heated by the copper loss method applying current to the winding from a welding transformer. Another weak point of the diamond winding is a lower reliability of the turn-to-turn insulation. Besides, thermosetting insulation which does not withstand deformations, cannot be used for the diamond winding.

All these disadvantages were the reasons why manufacturers of large hydrogenerators rejected diamond windings in favour of bar windings.

помощи пайки после укладки их в пазы активной стали статора. Каждая такая полукатушка представляет собой прямолинейный стержень с загнутыми в полудуги концами.

Сердцевину стержня для статоров с воздушным охлаждением обмотки делают из набора полосовой меди стандартного сечения, а для статоров с водяным охлаждением обмотки — из полосовой и трубчатой меди так, что в одном стержне между проводниками из полосовой меди располагаются проводники из медных трубок прямоугольного сечения. Наличие трубчатой меди в сердцевине позволяет осуществить циркуляцию по замкнутому циклу охлаждающей дистиллированной воды по отдельным элементарным проводникам, что обеспечивает более интенсивное охлаждение обмотки. Охлаждение обмотки водой, проходящей через внешние охладители, позволяет примерно в три раза повышать плотность тока в ней, а следовательно, в три раза снижать удельные затраты меди.

Следует заметить, что обмотка с водяным охлаждением, хотя и перспективна, но пока находит себе ограниченное применение из-за меньшей ее надежности в эксплуатации по причинам появления протечек в местах соединений водоподводящих элементов. Кроме того, она сложнее в изготовлении, монтаже и требует большего к себе внимания при эксплуатации.

Применяемая в гидрогенераторах стержневая волновая двухслойная трехфазная обмотка обычно имеет в каждой фазе от двух до четырех параллельных ветвей.

Выбор схем расположения параллельных ветвей — один из серьезных вопросов, оказывающих большое влияние на механические свойства гидрогенераторов. Если расположение параллельных ветвей в обмотке статора спроектировано неправильно, то обод ротора при работе будет перемещаться по своему остову. При симметричном расположении параллельных ветвей все отдельные магнитные небалансы уравниваются, т.е. как бы балансируются в сумме.

Изоляция обмотки. В гидрогенераторах прежних конструкций и некоторых современных обмотку статоров обычно покрывают компаундированной изоляцией класса В. Число слоев изоляции стержней определяют в зависимости от применяемого напряжения в обмотке статора.

Изолируют стержни, как правило, микалентой или стекломикалентой с неоднократной сушкой под вакуумом и неоднократным компаундированием, при котором все поры между слоями изоляции и между медными проводниками и изоляцией заполняются изолирующим лаком. Такой способ изоляции делает изолирующий слой менее гигроскопичным и придает ему более равномерную электрическую прочность.

После изолировки и компаундирования поверхность изоляции стержня в пазовой части покрывают

The bar winding. The bar winding consists of separate semi-coils with their leads interconnected by brazing in a definite design configuration after placing them in the core slots. Each semi-coil is a straight bar with bow-shaped ends.

The bars air-cooled stators are built up of standard-section copper strips. For water-cooled stators, the bars are made up of copper strips and copper tubes so that tubular copper strands of a rectangular section are located between strip copper strands. Copper tubes provided in the bar core enable distilled water to circulate through the strand conductors over a closed circuit, which ensures more intensive cooling of the winding. Cooling of the winding by water passing through outside coolers permits the current density in the winding to be increased as much as three times and, hence, the specific consumption of copper is three times as low.

It has to be noted that though the water-cooled winding is rather promising, it finds at present a limited application because of its lower reliability in service due to leakage development at the joints of water conveying fittings. Besides, it is more difficult to manufacture and install and requires more care in service.

The two-layer, bar-type wave three-phase winding employed in hydrogenerators, usually has from two to four parallel paths per phase.

Selection of the parallel paths configuration is one of essential factors producing a great effect on the mechanical properties of hydrogenerators. If the arrangement of parallel paths is designed in a wrong way, the rotor rim will move over the spider in operation. With the parallel paths arranged symmetrically, all separate magnetic unbalances are equalized, i.e., as though they were balanced.

Winding insulation. Hydrogenerators of older makes and some present-day generators have windings with compound Class B insulation. The number of insulation layers to be applied to the bars depends on the rated voltage expected across the stator winding.

The bars are usually insulated with mica tape or fibre glass mica tape with repeated vacuum treatment and repeated compounding in which all interstices between the insulation layers and between the copper strands and the insulation are filled with insulating varnish. Such a method of insulating makes the insulation less absorbent and gives it a more uniform electric strength.

асбестовой полупроводящей лентой толщиной 0,5 мм, а на лобовой части — полупроводящим лаком с содержанием сажи. Такое противокоронирующее покрытие защищает изоляцию от воздействия на нее кистевого разряда короны. Лобовую часть покрывают так, чтобы граница покрытия на 120—170 мм не доходила до стыка с изоляцией лобовой части обмотки, накладываемой после пайки полукатушек.

На это весьма важное обстоятельство следует обращать серьезное внимание при монтаже статоров, так как невыявленное и неудаленное противокоронирующее покрытие на границах с изоляцией, накладываемой во время монтажа статора, приведет к массовым пробоям головок обмотки статора по стыковым плоскостям заводской и монтажной изоляции.

Компаундированная изоляция на битумных связующих может быть названа термопластичной, так как она хорошо размягчается при нагревании и может подвергаться некоторому деформированию при подгонке во время укладки ее в пазы статора без ухудшения изоляционных свойств. Кроме того, она при нагреве во время эксплуатации несколько разбухает и тем самым хорошо уплотняется в пазах статора, препятствуя разрушению от пазовых разрядов.

За последнее время в крупных гидрогенераторах обмотки в пазовой и лобовой частях изолируются стеклослюденитовой лентой, пропитываются термоактивным компаундом на основе полиэфирных и эпоксидных смол и вытекаются в пресс-формах. Изоляция на этой основе имеет повышенную механическую и электрическую прочность и большую тепловую стойкость.

Такую термоактивную изоляцию, имеющую большую механическую и электрическую прочность, а также меньшую теплопроводность, стали применять наши заводы, изготавливающие гидрогенераторы, вытесняя из производства термопластичную изоляцию.

Однако наряду с положительными качествами термоактивной изоляции у нее имеются также и некоторые отрицательные. Она при нагревании практически не размягчается, в силу чего стержень обмотки не может быть деформирован, что не позволяет укладывать в пазы обмотку, изготовленную даже с небольшими отклонениями от проекта. Кроме того, при работе генератора такая изоляция не имеет необходимого объемного расширения, которое обеспечивало бы более плотное прилегание обмотки к поверхности паза, что при недостаточно плотном креплении ее в пазах приводит к преждевременному разрушению изоляции от пазовых разрядов.

Для уменьшения разрушающих действий пазовых разрядов такая обмотка должна укладываться в пазы, покрытые полупроводящим лаком, и достаточно плотно уплотняться в пазах прокладками, пропитанными таким же лаком.

After insulating and compounding, the slot portion of the bar is coated with 0.5 mm thick asbestos semi-conducting tape. The end portions are coated with soot-containing semi-conducting varnish. Such a corona-proof coating protects the insulation from brush corona discharges. The end portions are coated that the coating is 120—170 mm short of the joint with the end winding insulation which is applied after brazing the semi-coils.

This is a rather important fact that should be given particular attention in assembly of the stators because an undetected corona-proof coating which was not removed from the boundary with the insulation placed in the field will cause numerous failures of the coil heads at the joint between the shop and field insulation.

The bitumen-bonded compound insulation can be termed thermoplastic insulation because it softens well by heating and it can be subjected to some adjustment of the shape to fit well when placing the winding in the stator slots without impairing the insulating properties. Besides, it swells to a certain extent due to heating in operation and tightens up in the slots thus eliminating its deterioration by slot discharges.

Recently, the slot and end portions of the windings on large-size generators have been insulated with a fibre glass mica tape impregnated with polyester or epoxy-based thermosetting compounds and baked up in press moulds. Such an insulation has improved mechanical and electrical strength and high thermal resistance.

The USSR manufacturers of hydrogenerators, started to employ such a thermosetting insulation noted for high mechanical and electric strength and low thermal conduction, ousting the thermoplastic insulation from production.

Along with positive properties, however, thermosetting insulation has also some shortcomings. The insulation is not softened by heating and the winding bar cannot be shaped to fit a winding in a slot if it has been fabricated with some deviations from the design. Besides, while the generator is running, such insulation, possessing no volumetric expansion, will not ensure tight fit of the winding within the slot, and in case of inadequately tight fixation in the slot a premature deterioration of the insulation by discharges will result.

To reduce deteriorating effect of slot discharges, such a winding must be placed in slots coated with semi-conducting varnish and packed with gaskets impregnated with the same varnish.

В. УКЛАДКА СТАТОРНОЙ ТЕРМОПЛАСТИЧНОЙ ОБМОТКИ СТЕРЖНЕВОГО ТИПА

Если статор гидрогенератора состоит из отдельных сегментов, то заложить всю обмотку в пазы активной стали статора на заводе не представляется возможным. Это обуславливается тем, что обмотка, стержневая или в виде целых катушек, имеет такую схему, из-за которой она не может быть уложена в пазы, прилежащие к стыкам секторов статора, до соединения последних в кольцо. В эти пазы обмотку укладывают на месте монтажа статора, на сборочной площадке или непосредственно на его фундаменте.

Количество укладываемой на монтаже обмотки в нижние и верхние ряды обуславливается принятой схемой обмотки. Так, при стержневом типе волновой обмотки с числом пазов в статоре, равным 684, с двумя параллельными ветвями и шагом обмотки, по пазам 1—9—15 в нижние ряды каждого стыка закладывают по 10 стержней и в верхние ряды по 26 стержней, а всего по всем шести стыкам 60 нижних стержней и 156 верхних.

Перед укладкой обмотки любого типа следует тщательно подготовить рабочее место, так как требования к точности выполнения технологического процесса и качеству обмоточных работ очень высоки, поскольку роль обмотки в процессе эксплуатации гидрогенератора весьма ответственна. Малейшие отклонения от технологии могут заметно снизить показатели электрической прочности изоляции обмотки, а в последующем привести к аварии на гидрогенераторе и даже к пожару.

Организация рабочего места обмотчиков обычно начинается с установки против стыков подвесных

В. PLACING THE THERMOPLASTIC BAR STATOR WINDING

If the stator is of a split construction, the generator armature cannot be wound completely in the shop. This is dictated by the fact that because of its winding configuration the winding (both bar and diamond type) cannot be placed in the slots adjoining the stator splits before the stator sections are assembled in a ring. The winding is placed in these slots in the field, on an assembly floor or after installing the stator in its final position.

The number of coils to be field-placed in the lower and upper rows is dictated by the adopted winding configuration. For instance, in a bar type wave winding with 684 stator slots, two parallel paths, and 1—9—15 winding pitch, 10 bars are placed in the lower rows of each split and 26 bars in the upper rows of each split. In all, 60 lower row bars and 156 upper row bars are placed in 6 splits.

Prior to placing the winding of any type — the winder's working place should be carefully prepared because the requirements for accuracy of procedure execution and winding workmanship are very stringent since the role of the winding in the generator operation is rather critical. Slightest deviations from the specified procedure may degrade electric strength of the winding insulation and bring on failure of the generator or even fire.

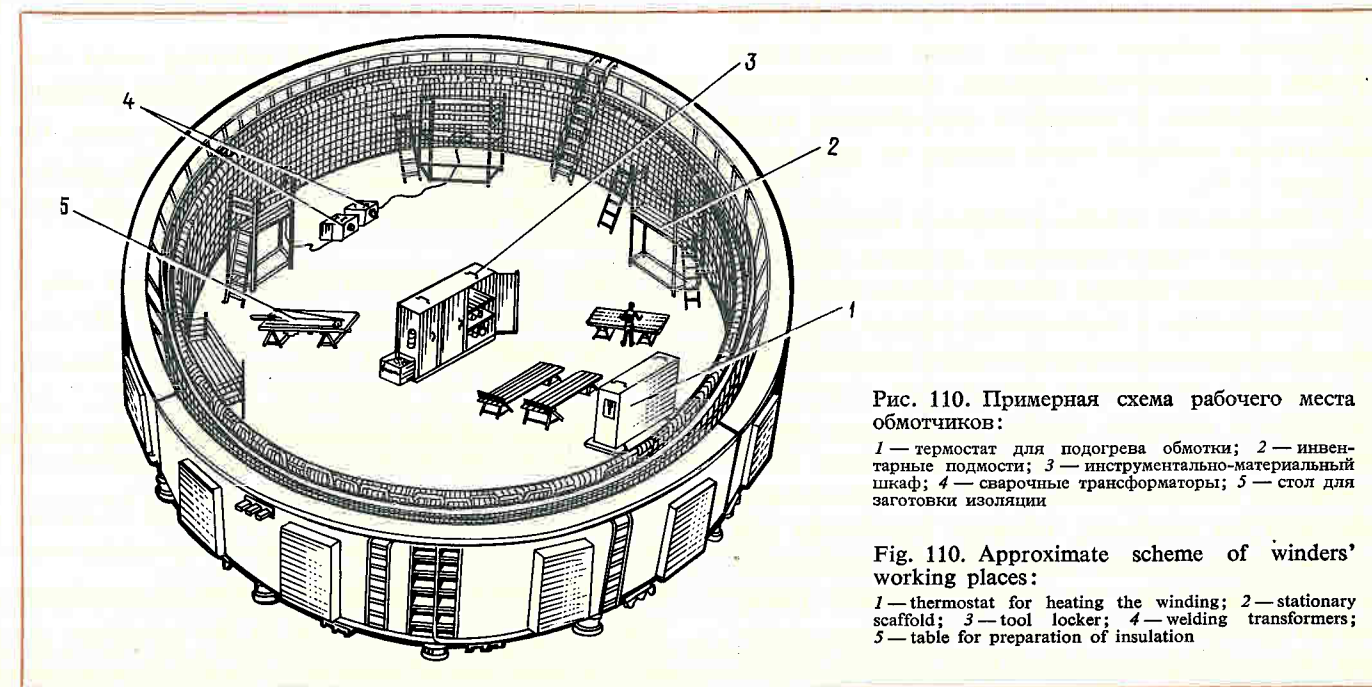


Рис. 110. Примерная схема рабочего места обмотчиков:
1 — термостат для подогрева обмотки; 2 — инвентарные подмости; 3 — инструментально-материальный шкаф; 4 — сварочные трансформаторы; 5 — стол для заготовки изоляции

Fig. 110. Approximate scheme of winders' working places:
1 — thermostat for heating the winding; 2 — stationary scaffold; 3 — tool locker; 4 — welding transformers; 5 — table for preparation of insulation

или закрепляемых к фундаментам специальных люлек, закрытых с боков и сверху брезентом и имеющих плотный дощатый настил. Люльки обеспечивают необходимую защиту стыка статора от попадания туда влаги, мусора и пыли, которые вредно влияют на качество обмоточных работ. Кроме того, за счет внешних источников тепла, подводимого во внутрь люльки, там создается местная положительная температура, поддерживать которую совершенно необходимо во все время производства обмоточных работ на стыке. Помимо этого, для подогрева укладываемой в пазы статора обмотки непосредственно у рабочего места оборудуют специальный термостат, который представляет собой железный ящик с внутренней теплоизоляцией и электронагревательным прибором в виде электропечки или других тепловых приборов. Рабочее место, подготовленное для обмоточных работ, показано на рис. 110 (примерная схема).

После проведения этих работ, а также подготовки необходимого инструмента и приспособлений можно приступить к укладке обмотки в пазы статора, предварительно подготовив их. Подготовка пазов в основном сводится к их очистке от грязи и пыли, и в первую очередь к запиловке напильником заусенцев и выступающих за грани паза штампованных сегментов активной стали статора. Следует твердо помнить, что неснятые заусенцы и незапиленные выступающие листы стали на заводе и пропущенные в дальнейшем на монтаже могут повредить изоляцию стержней при их укладке в пазы, что приведет к пробоем обмотки статора. В то же время зачищать надо очень осторожно, чтобы не ухудшить межлистовую изоляцию сердечника, что приведет к местным нагревам его в процессе эксплуатации генератора. После зачистки пазов напильниками и удаления со стенок металлической стружки и пыли каждый паз необходимо натереть тонким слоем специального состава, называемого микамылом. Пазы считаются подготовленными к укладке в них обмотки, когда температура активной стали статора по пазу будет не ниже $+3^{\circ}\text{C}$.

Учитывая, что обмотка статоров в подавляющем большинстве гидрогенераторов делается стержневой, рассмотрим укладку обмотки только этого типа.

Одновременно с подготовкой стыков подготавливают укладываемые в пазы статора нижние стержни обмотки: подвергают визуальному осмотру их изоляцию и очищают концы, подлежащие пайке. Для того, чтобы изоляция стержня была более эластичной и не разрушалась при механических воздействиях на стержень, которые неизбежны при укладке в паз, стержни перед укладкой подвергают нагреву. Нагрев их, как уже упоминалось ранее, обычно производят в специальном термостате, имеющем внутри температуру $110\text{--}115^{\circ}\text{C}$. Сами же стерж-

ни нагревают до температуры $90\text{--}100^{\circ}\text{C}$, замеренной на поверхности изоляции. Такую температуру стержень должен получить за $1\text{--}2$ ч нахождения его в термостате в зависимости от его первоначальной температуры. Чем ниже температура стержня до нагрева, тем больше времени он должен находиться в термостате, чтобы не было резкого прироста температуры.

В зависимости от времени нахождения в термостате и скорости укладки в пазы стержни закладывают в термостат небольшими партиями. В пазы активной стали стыков статора закладывают вначале все нижние, а затем верхние стержни. Изоляцию нижних стержней от корпуса после укладки в пазы подвергают испытанию на электрическую прочность по нормам, приведенным в табл. 9.

These operations completed and the required tools and accessories made ready, one can get to placing the winding into slots, having them prepared beforehand. Preparation of slots mainly consists in cleaning them from dirt and dust and primarily in filing off burrs and core stampings sticking out from the slot faces. It must be borne in mind that burrs and protruding laminations that have not been filed off in the shop and in the field, may cause damage to the coil insulation when placing the bars in slots, which will result in breakdown of the stator winding. At the same time, filing should be conducted with a great care to avoid deterioration of the interlaminar insulation which will result in local heating of the core during the generator operation.

On filing off the slots and removing metal chips and dust from the slot walls, each slot must be coated with a layer of a special compound (mica soap). The slots may be considered ready for receiving the winding, when the core temperature in the slot is not lower than $+3^{\circ}\text{C}$.

Since most hydrogenerators are equipped with a bar stator winding, we are going to discuss only placing the winding of this type.

Along with the preparation of slots, the lower winding bars are also made ready for placing in the slots. To this end, their insulation is inspected visually and the ends to be brazed are cleaned. Prior to placing in the slots, the bars are heated up to render their insulation more elastic and resistant to mechanical actions which are unavoidable in the procedure. As mentioned above, the bars are heated in a special

thermostat having an inner temperature of $110\text{--}115^{\circ}\text{C}$. The bars are heated up to $90\text{--}100^{\circ}\text{C}$ as measured at the insulation surface. The bar must attain such a temperature in 1 or 2 hours after putting it in the thermostat, depending on its initial temperature. The lower the bar temperature before heating, the longer should it stay in the thermostat to avoid a sharp temperature rise.

Depending on the time of exposure to the thermostat and the rate of placement in the slots, the bars are put in the thermostat in small batches. First all the lower bars are placed in the slots and next, the upper bars. The ground insulation of the lower bars, after the latter are placed in the slots, must be given a high-voltage test as specified in Table 9.

Таблица 9

ВЕЛИЧИНЫ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ СТАТОРНОЙ ОБМОТКИ

Вид испытания	Испытательное напряжение (кВ) для генераторов мощностью 1000 кВА и более при номинальном напряжении, кВ				
	6,3	10,5	13,8	15,75	18,0
Испытание готовых стержней до укладки в статор	24	35	45	51	57
Испытание уложенных в сектор стержней нижнего ряда на заводе-изготовителе	21	32	40	45	51
Испытание после укладки в сектор верхних стержней совместно со стержнями нижнего ряда до запайки	19	29,5	38,5	43,5	49
Испытание готовых секторов на заводе без стыковых стержней	18	27	35,5	40	45
Испытание на месте установки уложенных в статор стыковых стержней нижнего ряда, не соединенных с остальной обмоткой	19	29,5	38,5	43,5	49
Испытание всей обмотки собранного статора на площадке или на месте установки	15,7	24	30,6	34,5	39
Испытание обмотки статора на месте установки собранного гидрогенератора для каждой из фаз по отношению к корпусу и другим заземленным фазам	11,8	18	23	25,8	29,2

Примечание. Уложенные стыковые стержни верхнего ряда отдельно не испытывают. Их испытывают после запайки и изолировки соединений.

TEST VOLTAGES FOR STATOR WINDINGS

Type of tests	Test voltage (kV) for generators of 1000 kVA power and higher at rated voltage (kV)				
	6.3	10.5	13.8	15.75	18.0
Testing of completed bars prior to placing in the stator	24	35	45	51	57
Testing of lower row bars placed in the stator section at the workshop	21	32	40	45	51
Testing of upper bars after placing in the stator jointly with lower row bars prior to brazing	19	29.5	38.5	43.5	49
Testing of completed stator sections without parting bars at the workshop	18	27	35.5	40	45
Testing of lower row parting bars placed in stator in the field, while not connected to the rest of winding	19	29.5	38.5	43.5	49
Testing of fully wound stator at assembly floor or in final position	15.7	24	30.6	34.5	39
Testing of stator winding in generator final position for each phase to ground and to other grounded phases	11.8	18	23	25.8	29.2

Note: Upper row parting bars placed in the slots are not tested separately. They are tested after brazing and insulation of connections.

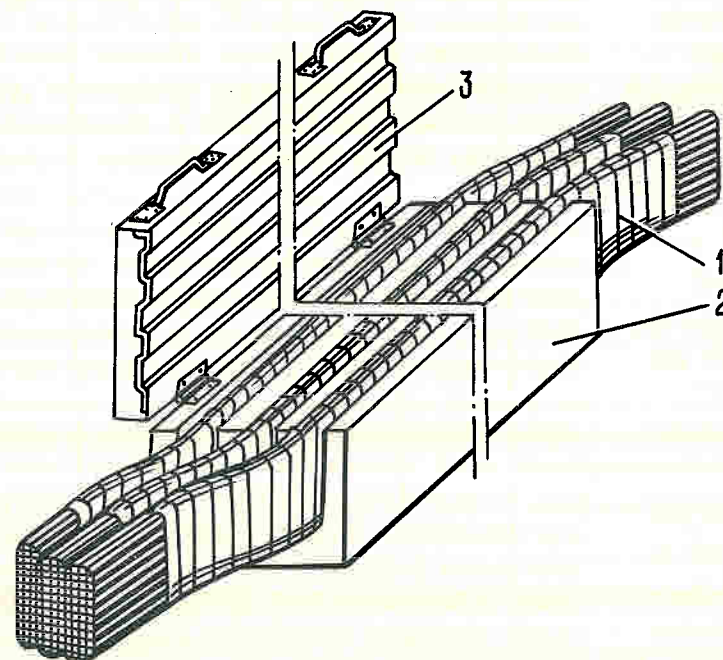


Рис. 111. Приспособление для испытания электрической прочности изоляции верхних стержней обмотки статора перед укладкой в пазы: 1 — стержни статора; 2 — деревянная коробка с пазами, облицованными медной фольгой; 3 — крышка

Fig. 111. High-voltage test stand for testing electric strength of insulation of winding upper bars before placing them in slots:

1 — stator bars; 2 — wooden box with slots lined with copper foil; 3 — cover

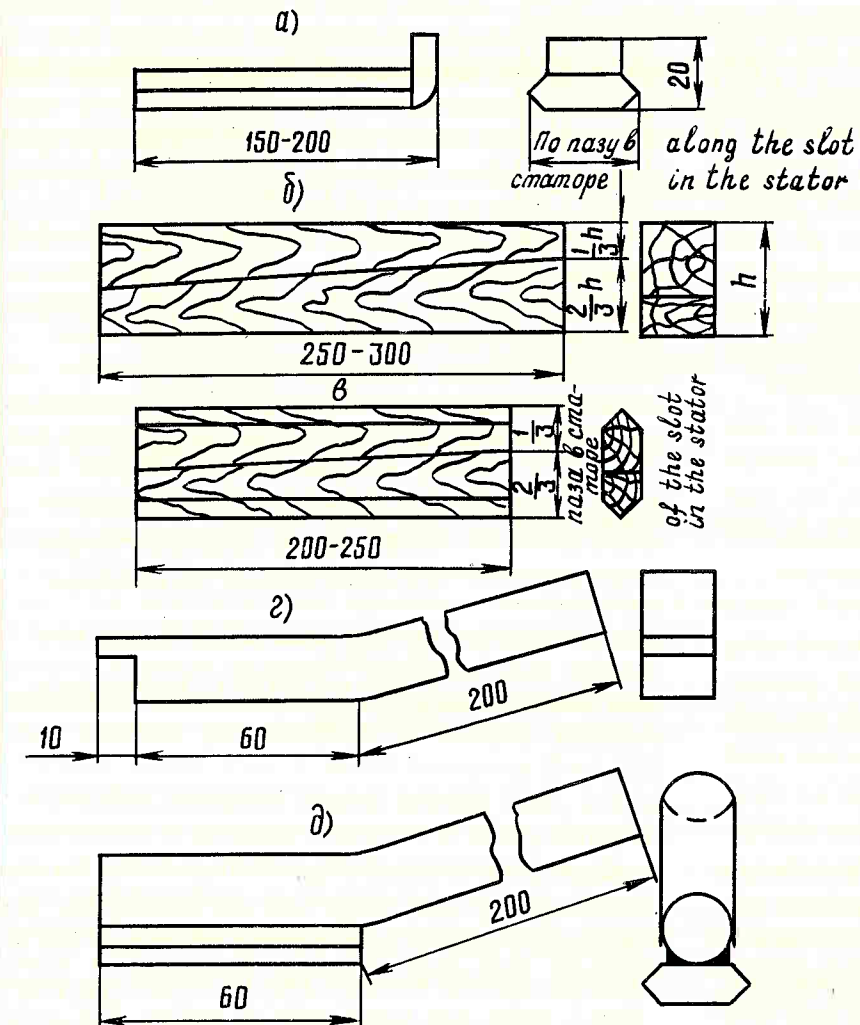


Рис. 112. Приспособления для временной и постоянной расклиновки стержней в пазу:

a — временный стальной клин для расклиновки нижних стержней; б — временные деревянные клинья для расклиновки нижних стержней; в — временные деревянные клинья для расклиновки верхних стержней; г — оправка для начала заклиновки паза; д — оправка для окончательной заклиновки паза

Fig. 112. Device for temporary and permanent wedging of rods in a slot:

a — temporary steel wedge for lower bars; б — temporary wooden wedges for lower bars; в — temporary wooden wedges for upper bars; г — mandrel for driving wedges in slots; д — mandrel for final wedging of slots

Верхние стержни испытывают до укладки в пазы в специальном испытательном приспособлении (рис. 111).

Стержни нижнего ряда укладывают в следующем порядке. На дно паза закладывают пропитанные изоляционным лаком прессшпановые прокладки; количество и толщина их обусловлены чертежом. Имеющиеся в стыковом пазу на дне уступы выравнивают за счет установки прессшпановых прокладок. Затем нагретые в термостате стержни укладывают в нижний ряд одного или сразу нескольких стыков в зависимости от состава бригады и емкости термостата. Боковые плоскости стержней перед укладкой натирают микамылом.

Перемещают стержень в глубь паза одновременно по всей длине стержня с помощью осадочной доски, ширина которой несколько меньше ширины паза. Ударять по доске кувалдочками следует одновременно в трех местах по высоте в один такт.

После того, как стержень будет дослан до дна паза, в ласточкин хвост паза устанавливают временные стальные клинья (рис. 112, а). Между этими

The upper bars are tested in a special rig (Fig. 111) prior to placing into the slots.

The bars of the lower row are placed in the following order. Varnish-impregnated press-board troughs are placed on the slot bottom. The number and thickness of the troughs are specified by the drawing. Steps in the parting slot are levelled off by fitting in press-board gaskets. Then the bars heated up in the thermostat are placed in the lower row of one or several slots at a time depending on the crew strength and the capacity of the thermostat. The side surfaces of the bars are coated with mica soap prior to placing.

The winding bar is driven into the slot simultaneously over its entire length with the aid of a driving plate having a width less than that of the slot. Hammers should tap on the driving plate at three points simultaneously in a single stroke.

Once the winding bar is rammed to the slot bottom, temporary steel wedges are inserted in the dove-tail (Fig. 112, a). Then three pairs of opposing wooden

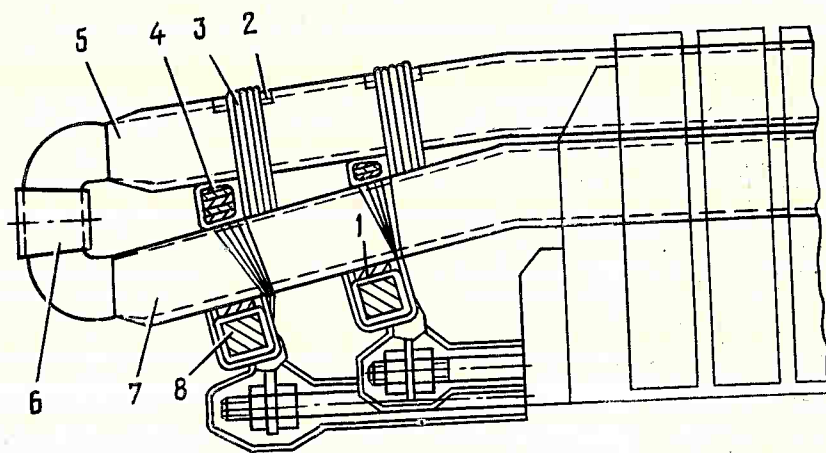


Рис. 113. Крепление стержней статора:

1, 2 — прессшпановые прокладки; 3 — шнуровой бандаж; 4 — буфер; 5 — верхний стержень; 6 — хомут; 7 — нижний стержень; 8 — бандажное кольцо

Fig. 113. Bracing of stator rods:

1, 2 — press-board gaskets; 3 — cord band; 4 — bumper; 5 — upper bar; 6 — collar; 7 — lower bar; 8 — banding ring

клиньями и находящимся в пазу стержнем забивают три пары березовых или буковых встречных клиньев (рис. 112, б), помещая между ними и стержнем прессшпановые прокладки. Расклинивают вначале среднюю пару, а затем верхнюю и нижнюю. Ширина клиньев должна быть на 1—2 мм меньше ширины паза, а длина обычно 300—350 мм. Клинья оставляют в пазу вплоть до укладки верхних стержней после испытания электрической прочности изоляции нижних стержней. После раскрепления стержней в пазу, пока они не находятся в подогретом состоянии, проверяют сверху и снизу вылет их лобовых частей и, если требуется, рихтуют головки с тем, чтобы каждая головка была расположена против середины шага и плотно прилегала к сегменту бандажного кольца. Если обнаруживается, что лобовая часть намного не доходит до бандажных колец, то это сочленение выравнивают, устанавливая прессшпановые плоскости (рис. 113).

При установке прокладок следует иметь в виду то обстоятельство, что стержень можно на 8—10 мм подтянуть к бандажному кольцу. Подтягивать более 10 мм не рекомендуется, так как большие деформации лобовой части могут привести к порче изоляции на выходе из паза. Если между лобовой частью и бандажным кольцом окажется более трех прокладок, то их необходимо стянуть киперной лентой. Последующие стержни укладывают также, устанавливая между лобовыми частями дистанционные распорки и бандажируя их шнуром. При этом необходимо

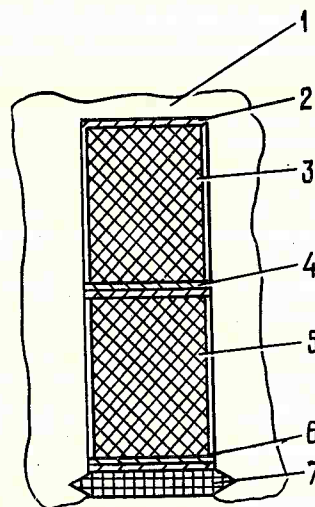


Рис. 114. Радиальный разрез по пазовой части статора:

1 — активная сталь статора; 2, 4 и 6 — прессшпановые прокладки; 3 — нижний стержень; 5 — верхний стержень; 7 — гетинаксовый клин

Fig. 114. Radial section through stator slot portion:

1 — stator core; 2, 4 and 6 — press-board gaskets; 3 — lower bar; 5 — upper bar; 7 — paper base laminate wedge

wedges (birch or beech) (Fig. 112 б) are driven between the temporary steel wedge and the winding bar with press-board gaskets fitted between the wedges and the winding. Initially a middle pair of wedges are driven, then — upper and lower pairs of wedges. The wedge width should be 1 or 2 mm less than the slot width, its length is usually 300 to 350 mm. The wedges remain in the slot until the upper winding bars are inserted after the high-voltage test of the lower winding bar insulation. Upon wedging the winding bars in the slot and while they are not heated up, their end portions are checked at top and bottom for overhanging and if it is required, the coil heads are levelled so that each coil head should be positioned opposite the pitch center and rest tightly against the banding ring section. If there is a gap between the end portion and the banding ring, press-board gaskets are fitted into the gap (Fig. 113).

When inserting gaskets, one should bear in mind that the winding bars can be pulled to the support ring over 8—10 mm. It is not advisable to pull over more than 10 mm because considerable strains of the end portions may cause damage to the insulation at the exit from the slot. If more than three gaskets are fitted in between the end portion and the banding ring, they should be braced together with herringbone tape. The next winding bars are installed the same

way, inserting distance blocks between the end parts and lashing them with cord. Care should be given to the uniform spacing of the coil heads through the pitch and protrusion of the end part at top and bottom of the stator.

При испытании электрической прочности изоляции нижних стержней повышенным напряжением надо особенно следить за электробезопасностью. В зону испытаний, в частности, нельзя пускать посторонних лиц и на всех проходах, сообщающихся с зоной испытаний, должны быть выставлены посты. Испытания лучше всего производить ночью или в обеденный перерыв, когда на объекте меньше людей.

После испытания нижних стержней и покрытия их лобовых частей покровным лаком распорные деревянные клинья вынимают и укладывают верхние стержни, предварительно испытанные повышенным напряжением по нормам табл. 9.

Укладка верхних стержней производится в такой последовательности. В паз статора по верху нижнего стержня кладут покрытые изоляционным лаком два слоя прессшпановых прокладок толщиной по 1,5 мм (рис. 114). Затем на головку нижнего стержня сверху и снизу надевают хомуты. Для предотвращения сдвига хомуты с помощью тонких медных клиньев расклинивают к головке нижнего стержня. После этого в местах установки бандажей закрепляют киперной лентой буферы (рис. 113) и приступают к закладке стержней в пазы, которую, так же как и в нижнем ряду, производят на одном или одновременно на нескольких стыках статора. Буферы устанавливают так, чтобы зазор между ними и стержнями верхнего ряда был не более 2—3 мм.

Верхние стержни досылают до нижних, плотно прижимая прессшпановую прокладку с помощью той же осадочной доски длиной несколько больше высоты паза. При укладке стержни центрируют концами по хомуткам.

По мере установки в пазы стержни с помощью временных деревянных встречных парных клиньев (рис. 112, в) расклинивают так, чтобы клин опирался на стержень через прессшпановую прокладку. Расклиновку делают в трех сечениях по высоте паза, одновременно раскрепляя лобовые части стержней бандажами к бандажным кольцам. Бандажировать надо с предельной тщательностью, так как при внезапных коротких замыканиях в лобовых частях возникают значительные усилия, стремящиеся отогнуть лобовую часть к активной стали статора.

После расклиновки стержней в пазах головки верхнего ряда заправляют в хомут, подгоняя его против стыка головок нижних и верхних стержней. При этом по мере надобности обрубает отдельные элементарные проводники так, чтобы стыки концов стержней плотно сходились друг с другом. Пока стержни находятся в горячем состоянии, лобовые части подгибают, чтобы они не выступали за пределы внутреннего контура активной стали статора.

way, inserting distance blocks between the end parts and lashing them with cord. Care should be given to the uniform spacing of the coil heads through the pitch and protrusion of the end part at top and bottom of the stator.

During high-voltage tests of the lower winding bar insulation, particular care should be given to electric safety. Unauthorized persons should not be admitted into the test zone and guards should be stationed at all passages leading to the test zone. The tests should be conducted at night or during lunch time when a minimum number of people are present at the site.

Once the lower winding bars have been tested and their end portions coated with finish varnish, the wooden wedges are removed and the upper winding bars are placed after having them subjected to high-voltage tests as specified by Table 9.

The upper winding bars are placed in the following order. Two layers of 1.5 mm thick varnish-coated press-board troughs are fitted on the top of the lower winding bar in the slot (Fig. 114). Then connecting clips are fitted on the heads of the lower winding bar from top and bottom. To preclude displacement, the clips are keyed to the head of the lower winding bar by thin copper wedges. After that, buffer blocks are lashed with herringbone tape (Fig. 113), whereupon the winding bars are placed in one or several slots at a time, similar to the lower row. The buffer blocks are mounted so that the gap between them and the upper row bars is not over 2 or 3 mm.

The upper winding bars are driven to the lower ones pressing tightly the press-board trough with the aid of the driving plate which is somewhat higher than the slot. In placing the winding bars, their ends are aligned against the connecting clips.

As the winding bars are inserted in the slots, they are keyed with opposing wood wedges (Fig. 112, в) so that the wedge rests on the winding bar through a press-board gasket. The wedges are driven in at three bar sections heightwise with the end portions being simultaneously lashed to the banding rings. Banding rings should be secured with a particular care because instantaneous short circuits cause considerable forces to develop in the end portions which tend to bend the end portions to the stator core.

After wedging the winding bars in the slot, connecting clips are fitted on the heads of the upper row winding bars and aligned against the joint of the lower and upper winding bar heads. If required, separate strands are trimmed to make a tight joint. While the bars are hot, the end portions are bent to avoid their jutting out of the inner outline of the stator core.

В. УКЛАДКА СТАТОРНОЙ ОБМОТКИ КАТУШЕЧНОГО ТИПА

Статорная обмотка катушечного типа, как уже отмечалось в § 5-4 п.А, укладывается в пазы монтажных стыков после подъема шага обмотки. Это значит, что перед укладкой нижних сторон стыковых катушек необходимо приподнять из пазов и отогнуть в сторону верхние стороны катушек, уложенные на заводе. После этого можно укладывать на дно пазов нижние стороны катушек. Число приподнимаемых катушек равно числу катушек, находящихся в одном катушечном шаге обмотки. После укладки нижних сторон закладывают на свое место приподнятые ранее верхние стороны. Подъем катушек и укладка обратно в пазы производится с обязательным подогревом их до 85—90°C. Это делается за счет потерь в меди при подаче в обмотку статора тока через сварочный трансформатор.

Все другие операции по укладке обмотки здесь делаются так же, как и у обмоток стержневого типа.

Г. ОСОБЕННОСТИ УКЛАДКИ СТАТОРНОЙ ОБМОТКИ С ТЕРМОРЕАКТИВНОЙ ИЗОЛЯЦИЕЙ

В связи с тем, что термореактивная изоляция не эластична как в холодном, так и в подогретом состоянии, стержни статора, имеющие такую изоляцию, перед укладкой в пазы не подогреваются.

Отсутствие у стержней с такой изоляцией способности к самоуплотнению в пазу при нагреве в процессе работы предъявляет более высокие требования к работам по закреплению стержней в пазу.

Для обеспечения весьма плотного контакта стержня с пазом между боковой поверхностью стержня и пазом устанавливаются специального профиля изоляционные прокладки; аналогичные прокладки, но другого профиля, устанавливаются также между стержнем и распорным клином. Боковые прокладки гидрогенераторов правого вращения закладываются с правой стороны паза и с левой стороны паза для генератора левого вращения, если смотреть на паз из центра статора. Для обеспечения наилучшего контакта стержня с пазом применяют прокладки разных толщин, получаемых путем расчленения по длине присылаемых заводом прокладок.

Здесь особо серьезное внимание уделяется подготовке паза к укладке. В случае обнаружения каких-либо выступов стали в пазу они тщательно зачищаются напильником с последующим покрытием этих мест полупроводящим лаком.

Так как стержни нельзя подвергать каким-либо деформациям, установка их по отношению к сопряжениям должна производиться особо точно. При

С. PLACING THE DIAMOND WINDING

As has been noted in Section 5-4, subsection A, the diamond stator winding is placed in the slots of the split joint after lifting up the winding pitch. It means that prior to placing the lower parting coil sides, the upper coil sides placed in the shop must be lifted up from the slots and bent back to one side. After that, the lower coil sides can be placed on the slot bottoms. The number of coils to be lifted up is equal to the number of coils contained in one pitch. After inserting the lower coil sides, the lifted upper coil sides are bent back in position. Lifting up the coils and placing them back in the final position must be done after heating the coils to 85—90°C. They are heated up by heat losses in the copper applying current to the stator winding from a welding transformer.

All other operations on placing the winding are similar to those for the bar winding.

Д. PLACING THE STATOR WINDING WITH THERMOSETTING INSULATION

Since the thermosetting insulation is not elastic both in cold and hot state, the winding bars with such insulation are not heated prior to placing them into the slots.

As the insulation is not able to expand due to heating in the course of operation, it places more stringent requirements on securing the winding bars in the slots.

The winding bars are tightened up within the slots by inserting insulating spacers of a special configuration between the lateral surface of the bar and the slot. Similar spacers, but of a different shape, are fitted also between the winding bar and the distance wedge. On the generators of clockwise rotation lateral spacers are placed on the right side of the slot and on the generator of counter-clockwise rotation, on the left side of the slot if viewing the slot from the stator center. To ensure the best contact between the winding bar and the slot, spacers of various thickness are used. These spacers are fabricated by splitting lengthwise the spacers supplied by the Manufacturer.

Particular emphasis must be placed on the preparation of the slot for placing. Protruding stampings of the stator core, if defected, have to be filed off and the ground spots must be coated with semi-conducting varnish.

Since the winding bars cannot be subjected to any deformations, they must be installed very accurately with respect to the joints. If the shape of the winding

несовпадении по форме стержни, имеющие недопустимые отклонения от проекта, должны быть отбракованы.

Крепление шнуром (бандажировка) лобовых частей к распоркам и бандажным кольцам должно производиться без деформации лобовой части. Если между стержнем и бандажным кольцом получится зазор, он должен быть заполнен прокладками, которые предусматриваются проектом. Все остальные операции по укладке обмотки с термореактивной изоляцией здесь выполняются так же, как и у обмоток с изоляцией на битумных связующих.

Д. ПАЙКА СОЕДИНЕНИЙ ГОЛОВОК СТЕРЖНЕЙ СТАТОРНОЙ ОБМОТКИ

Пайка соединений лобовых частей обмоток статоров оловянистым припоем в настоящее время заменена пайкой серебряным припоем ПСр-15 с температурой плавления 635°C. Он содержит в себе в %: Ag=15, Cu=80 и P=5. Соединения лобовых частей обмотки, запаянные оловянистым припоем ПОС-40 с температурой плавления 183°C, не обеспечивали длительную эксплуатацию гидрогенераторов без разрушений. Это объясняется тем, что в процессе эксплуатации, особенно при частых включениях генератора в систему способом самосинхронизации, вследствие вибраций головок происходит частичное разрушение паяк, в головках появляются местные прогревы, способствующие выплавлению припоя из соединения и выходу статора из строя. Поэтому и перешли на пайку серебряным припоем как зарубежные, так и все отечественные заводы. ПОС-40 содержит в %: Sn=39—40; Sb=1,5—2 и Pb — остальное.

В заводских условиях, когда статор лежит горизонтально, соединения паяют припоем ПСр-15 с помощью электроконтактной точечной сварочной машины. Применение такой машины при монтаже, и особенно в зимнее время, затруднено и не отличается преимуществами перед пайкой с помощью газопламенных горелок. Следует, однако, отметить, что при монтаже гидрогенераторов Красноярской ГЭС силами монтажного участка треста „Спецгидроэнергомонтаж“ были сконструированы и изготовлены специальные электрические клещи, которые успешно применялись для пайки соединений стержней статора. Применение таких клещей для пайки соединений позволило повысить в 1,2 раза производительность труда по сравнению с производительностью труда при пайке с помощью газопламенной горелки и позволило высвободить высококвалифицированных газосварщиков. Следует заметить, что для пайки такими клещами необходимо иметь положительную температуру в месте производства работ. Ниже рассмотрим пайку соединений серебряным припоем только при помощи газопла-

bar has inadmissible deviations from the design configuration, such bars must be rejected.

Lashing of the end portions to the bracing blocks and banding rings with a cord must be done without deformation of the end portions. If there is a gap between the winding bar and the banding ring, it must be filled up with gaskets which are specified by the design. All other operations related to placing the winding with thermosetting insulation are carried out similar to those involved in the windings with bitumen-based insulation.

Е. BRAZING THE STATOR WINDING END CONNECTIONS

The tin solder brazing of stator winding end portions is at present superseded by brazing with the ПСр-15 silver alloy solder having a melting temperature of 635°C. This silver alloy solder is composed of Ag = 15, Cu = 80, P = 5 by percentage. End connections made with the ПОС-40 tin solder having a melting temperature of 183°C did not ensure long service of hydrogenerators without deterioration. It is explained by the fact that in the course of operation, especially when the generator is frequently put on line by self-synchronizing, vibration of the coil heads causes partial deterioration of soldered connections and local overheating occurs in the heads with the result that the solder melts out of the connection and the generator fails.

Therefore, manufacturers in this country and abroad switched over to the silver alloy brazing. The ПОС-40 solder contains Sn = 39—40, Sb = 1.5—2, Pb — remaining part by percentage.

In the workshop, when the stator is in the horizontal position, a resistance spot welding machine is employed for brazing with the ПСр-15 silver solder. The use, of such a welding machine in the field, however, especially in winter time, presents certain difficulties and does not have advantages over brazing with gas torches. It should be noted, however, that during installation work on hydropower units at the Krasnoyarsk hydroelectric power plant, special electrical tongs were developed and fabricated which found successful application in brazing the stator winding bar connections. Employment of such tongs for brazing the connections stepped up productivity as much as 1.2 times against the gas torch and permitted also the high skilled gas welders to be released from the job. It has to be pointed out that brazing by these tongs necessitates maintaining positive temperatures at the place of work execution. Herein below we are going to

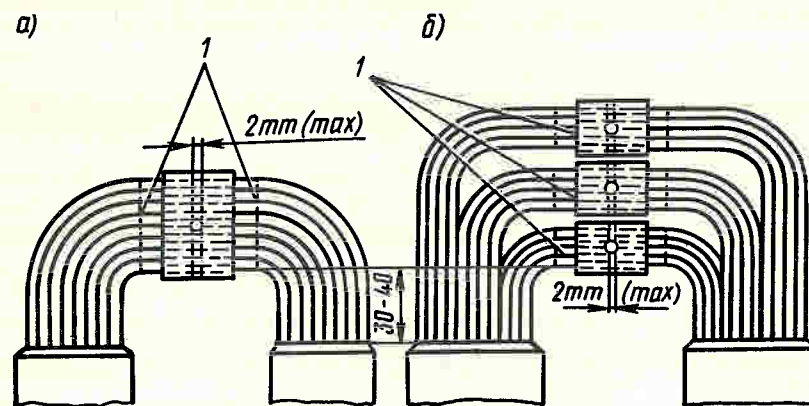


Рис. 115. Конструкция головок стержней статорной обмотки:
а — головка с единой ветвью; б — головка с тремя параллельными ветвями
1 — пластинки ПСР-15

Fig. 115. Design of stator winding bar heads:
а — single-path head; б — head with three parallel paths
1 — ПСР-15 plates

менных горелок, так как этот способ более широко распространен, хотя наиболее сложный.

Современные гидрогенераторы имеют головки обмоток с тремя или двумя параллельными ветвями или представляют собой одну целую ветвь (рис. 115).

Для обеспечения хорошего качества пайки соединений перед пайкой концы статорной обмотки необходимо вновь зачищать металлическими щетками до свежего металлического блеска и промывать 50%-ным водным раствором спирта. Поступающие на монтаж хомуты стыков головок также должны быть вновь зачищены и промыты 50%-ным водным раствором спирта.

При сборке головки, для увеличения контактной поверхности пайки, между рядами проводников в головке вставляют по две пластины из припоя ПСР-15 размерами, обусловленными чертежом завода-изготовителя (рис. 115).

При наличии в головках двух или трех ветвей вначале собирают и запаивают внутренние соединения, а затем средние и наружные (рис. 116). Собранный головку с помощью специального приспособления типа струбины сжимают до такого состояния, при котором стыки соединения элементарных проводников подходят друг к другу с зазором не более 2 мм. Это проверяют через боковые и верхние контрольные отверстия в хомутах (рис. 115).

Для защиты мест пайки от окисления при нагреве и удаления окислов с поверхности паяемых соединений места пайки запаиваемых и соседних головок перед пайкой покрывают (заливают) слоем горячего водного раствора буры (бурю растворяют в кипящей воде до такого состояния, при котором в процессе кипения на дне сосуда появится нерастворенный осадок).

Кроме того, при пайке проводников внутренней ветви, во избежание отложения копоти на поверхности проводников средних и наружных ветвей, эти ветви отгибают наружу и на них надевают

dwel on brazing with the aid of gas torches because this method finds wider application, though it is the most complex one.

The modern generators have coil heads with three or two parallel circuits (paths) or one integral circuit (Fig. 115).

To ensure a good quality of brazed bonds, the winding leads must be cleaned to bright metal with metal brushes and washed with 50% water solution of alcohol prior to brazing. Clips supplied for installation on head joints must be cleaned and washed with 50% water solution of alcohol.

In assembling the coil heads, two plates of ПСР-15 solder in size specified by the manufacturer are fitted between the strand conductors in the coil head to increase the contact surface area (Fig. 115).

When a coil head has two or three circuits, first the inner connections are assembled and brazed, then the middle and outer connections (Fig. 116). The assembled head is clamped together with the aid of a special device so that the gap between the ends of the strand conductors should not exceed 2 mm. This is checked through special holes provided at the side and top of the connection clips (Fig. 115).

To protect the brazed spots against oxidation while heating and to remove oxides from the joints being brazed, the spots to be brazed and adjacent heads must be covered with a layer of hot water-dissolved borax (the borax is dissolved in boiling water to a state when insoluble residue appears at the vessel bottom during boiling).

Besides, when brazing the strand conductors of the inner path, the middle and outer paths must be bent back outward and protective iron sheaths are to be put on them to avoid deposition of soot on the path surfaces.

защитные футляры, сделанные из кровельного железа.

Примыкающие к стержню концы футляров бандажируют асбестовой лентой (рис. 116).

Для предохранения от пламени горелки изолированную лобовую часть стержней закрывают мокрым асбестом, а свободную от изоляции часть головки, прилегающую к месту пайки, по мере надобности, охлаждают специальным воздушным или водяным охлаждением.

При нагреве головки газопламенной горелки в процессе пайки надо особенно внимательно наблюдать за равномерностью прогрева наружной и внутренней частей головки, для чего направлять горелку попеременно на хомут и на элементарные проводники (рис. 117).

Место пайки нагревают до такого состояния, при котором начнут плавиться пластинки из припоя ПСР-15, заложенные между рядами головки. Это соответствует появлению на концах пламени горелки зеленоватого оттенка. После того как пластинки припоя начнут плавиться, в место спая, вначале в среднюю часть между рядами, а потом по торцам, одновременно с обеих концов хомута подводят проволоку из припоя ПСР-15, и, по мере надобности, добавляют сухой порошок буры. Это делается обычно двумя рабочими.

Чтобы не допустить изменения состава припоя и вытекания битума, не следует сильно перегревать место спайки. За этим необходимо особенно следить

The sheath ends adjacent to the winding bar are bound with asbestos tape (Fig. 116).

The insulated end portions of the winding bars must be coated with wet asbestos to protect them from the torch flame. The bare head portion adjacent to the spot being brazed is to be cooled, as required, by special air or water cooling.

In heating the coil head by the gas torch during brazing, particular care must be given to uniform heating of the outer and inner portions of the coil head. To achieve this, the gas torch must be directed alternately to the connection clip and strand conductors (Fig. 117). The spot to be brazed must be so heated that the plates of ПСР-15 solder fitted between the head rows start melting. This is recognized by the appearance of a greenish tint at the flame tip. When the solder plates start melting, the brazing wire of ПСР-15 solder must be fed into the junction initially in the middle part between the rows and next at the butts simultaneously from two ends of the connecting clip, with the dry borax powder being added as required. Usually two workers are involved in this operation. The brazing spot must not be overheated to avoid changing the solder composition and coming out of the bitumen. Particular care should be given to it in brazing the lower heads, because the coming-out bitumen may get to the brazing spot and cause defects.

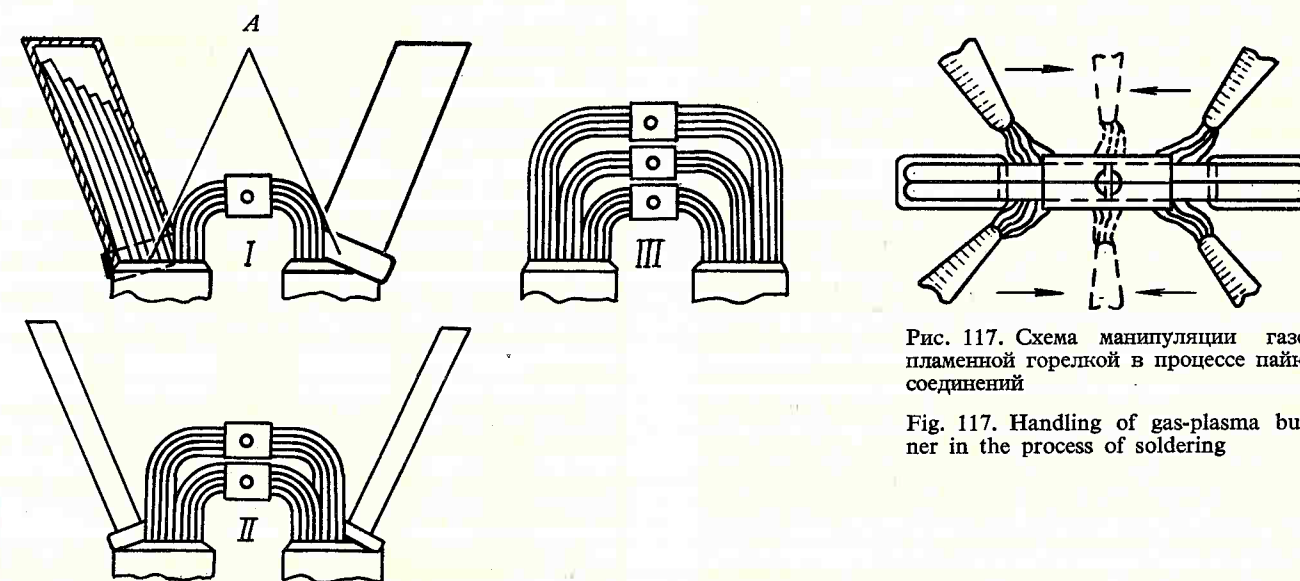


Рис. 116. Этапы сборки и пайки головок обмотки статора, состоящих из трех ветвей:

А — бандаж из асбестоленты
I, II, III — этапы

Fig. 116. Stages of assembly and soldering of stator winding heads comprising three paths:

А — asbestos tape band
I, II, III — stages

Рис. 117. Схема манипуляции газопламенной горелкой в процессе пайки соединений

Fig. 117. Handling of gas-plasma burner in the process of soldering

при пайке нижних головок, так как вытекающий битум может попасть на место пайки и вызвать брак.

По окончании подвода припоя к месту пайки разведенные ряды стержня с помощью специальных зажимов или кузнечных клещей сжимают так, что из контрольных, вначале боковых, а затем и верхнего отверстия хомутка появляется расплавленный припой, который заполняет также и внешнее соединение хомутка с проводниками головки. Острые углы и наплывы сглаживаются. Пайка считается законченной, если припой заполнил все зазоры между отдельными элементарными проводниками.

Проверка качества пайки соединений. Качество пайки соединений обмотки статора серебряным припоем перед изолированием головок должно быть тщательно проверено. Делается это следующими способами: а) визуальным осмотром мест пайки; б) измерением переходного сопротивления спаиваемых частей; в) пропусканием по обмотке постоянного тока и наблюдением за степенью нагрева отдельных соединений.

Чтобы определить степень нагрева соединений, ощупывают места пайки рукой или наклеивают на головки лакмусовую бумагу, которая приобретает определенный цвет, соответствующий данной температуре. Вполне понятно, что при проверке пайки пропусканием по обмотке тока сильнее будут нагреваться те головки, у которых хуже пропаяны соединения, так как с уменьшением сечения для прохождения тока будет возрастать сопротивление проводящего этот ток проводника.

При монтаже гидрогенераторов Красноярской ГЭС для контроля качества паяк соединения стержней был успешно применен специальный прибор.

Работа его базируется на изменениях величин вихревых токов, которые зависят от плотности пропайки в соединениях. Питание к прибору подается от двух батареек. Малая масса прибора (3 кг), простота в эксплуатации (не требуется предварительной механообработки места пайки) и сравнительно хорошее качество контроля выдвигают этот способ контроля (с помощью такого прибора) на первое место из всех названных способов.

Независимо от применяемого способа контроля при решении вопроса о качестве паяк во всех случаях совершенно обязательны выборочная разработка нескольких соединений и отрыв хомутка у верхних и нижних головок обмотки.

При вскрытии головок, запаянных серебряным припоем, следует руководствоваться инструкцией завода „Электросила“, которая допускает частичное отсутствие припоя в зазорах стыков ветвей (не более 50% площади сечения стержня). Эта же инструкция предусматривает, что контакты проводников между собой и с хомутком должны удовлетворять условиям полной пропаянности.

On feeding the solder to the brazing spot the set-apart rows of the winding bars must be pressed together with special clamps or forge tongs so that the melted solder should come out first from the lateral check holes and then from the top holes in the connecting clip. The melted solder also fills up the external joint between the connecting clips and the head conductors. Sharp corners and solder sags must be smoothed. Brazing is considered completed when the solder has filled up gaps between separate strand conductors.

Quality control of brazed joints. Quality of silver brazed joints of the stator windings must be carefully inspected prior to insulation of the heads. It is done in the following order:

- visual inspection of brazed joints;
- measuring the resistance of the brazed joints;
- applying direct current to the winding and checking degree of heating at separate connections.

The degree of heating is checked up by touching the brazed joint with hand or by pasting on the coil heads a litmus paper which turns a certain colour corresponding to the given temperature. It is quite clear that in testing the brazed joint by applying current to the winding, the coil heads having poorer brazed bonds get heated more strongly because a reduction in the sectional area of a current conductor will cause an increase in the resistance of the conductor.

In the installation of hydrogenerators at the Krasnoyarsk hydroelectric power plant a special instrument was successfully used for testing the brazed bar joints.

Its operation is based on the variation of eddy currents depending on the density of brazing at the joints. Power is supplied from two batteries. The small mass of the instrument (3 kg), ease of operation (no mechanical pre-treatment of the brazed joints is required) and relatively good quality of inspection puts this method of inspection (with such an instrument) in the forefront among all other mentioned methods.

Irrespective of the inspection method employed, random stripping of several joints and tearing of the connecting clip at the upper and lower winding heads are obligatory in all cases.

In opening up the coil heads brazed with silver solder one should follow the instruction of the "Electrosila" plant which allows for a partial absence of the solder in the gaps of path joints (not more than 50% of the bar sectional area). This instruction specifies also that the contact between the conductors and with the clip must satisfy requirements for full penetration of brazing.

Следует отметить, что все описанные методы контроля столь ответственной операции, как пайка соединений обмотки, все же не обеспечивают контроля полной надежности соединения, а поэтому нуждаются в серьезном совершенствовании. Для более надежной проверки качества пайки соединений, по-видимому, необходимо разработать новую контрольную измерительную аппаратуру, которая могла бы объективно и надежно фиксировать качество пропайки соединений.

Е. ИЗОЛИРОВКА ГОЛОВЕК СТАТОРНОЙ ОБМОТКИ

В статорах раннего выпуска головки изолировали путем наложения в полунахлест нескольких слоев стеклолакоткани, полосы из которой шириной 25—30 мм нарезались так, чтобы оси тканевых клеток были под углом 30—45° к краям полосы.

Сейчас такой способ изолирования применяется только при ремонтах гидрогенераторов раннего исполнения.

В настоящее время головки стержней статоров гидрогенераторов с любой изоляцией обмотки изолируются быстротвердеющими компаундами, которые заливают в надеваемые на головки коробочки,

It must be noted that all the described methods of inspection for such a critical operation as brazing of winding joints do not guarantee a full reliability of the brazed joints and therefore they need drastic improvements. It seems that more reliable quality control of brazed joints necessitates development of new instruments which could impartially and reliably assess the quality of brazed joints.

сделанные из стеклоэпоксидного пресс-материала. Быстротвердеющий компаунд образует надежную монолитную изоляцию с повышенной электрической и механической прочностью. Головки, изолированные таким способом, никакому дополнительному изолированию не подвергаются.

Процесс изолирования головок состоит из следующих основных операций.

На запаянную серебряным припоем головку надевают две половинки пластмассовой коробочки (рис. 118), стыки которой, а также места выхода стержня из коробочки, замазывают специальной замазкой, изготовленной из эпоксидной смолы с

F. INSULATION OF STATOR COIL HEADS

The coil heads on the stators of earlier makes were insulated by half-lap taping of several layers of the varnish-treated glass cloth. The glass cloth was cut into 25—30 mm wide strips so that the center lines of fabric squares were at 30—45° to the strip edge.

Now this method of insulating is used only in repairs of hydrogenerators of earlier makes.

At present, irrespective of the insulation material applied, the coil heads of hydrogenerator windings are covered with fast-hardening compounds which are poured in moulded glass-epoxy boxes mounted on the heads. The fast-hardening compound forms a reliable and solid insulation having high electric and mechanical strength. The heads insulated by this method do not require any additional insulation.

The head insulation procedure is as follows.

Two halves of a plastic box (Fig. 118) are put on the silver-brazed head. The head split joints and the place where the bar emerges from the box are coated with putty made of epoxy resin with hardener and silica flour (sand). The putty is applied so that a slit

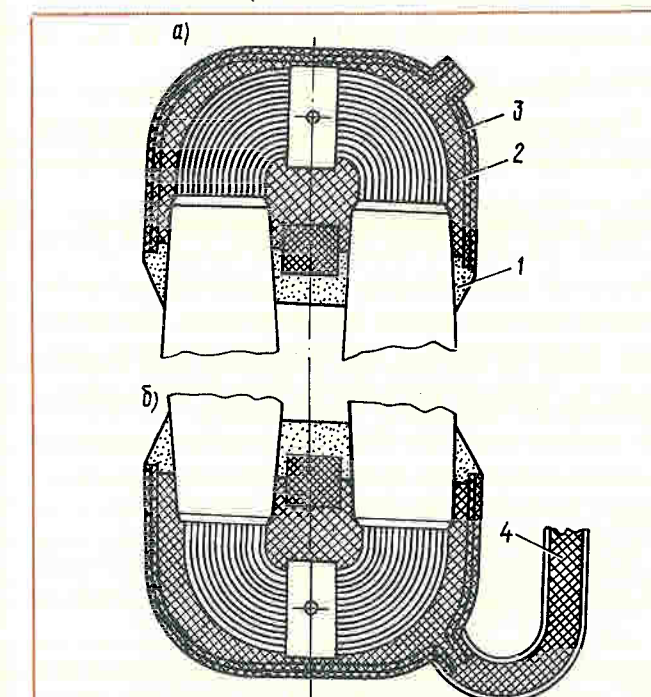


Рис. 118. Изолировка головки стержня статора:

а — верхняя; б — нижняя
1 — замазка; 2 — быстротвердеющий компаунд; 3 — коробочка; 4 — резиновая труба для заполнения

Fig. 118. Insulation of stator bar head:

а — upper; б — lower
1 — cement; 2 — quick hardening compound; 3 — cell; 4 — rubber pipe for filling

отвердителем и маршалита (песка). Замазку накладывают так, чтобы в верхней части оставалась щель для выхода воздуха и газов при заливке головки компаундом. Замазка изготавливается путем тщательного смешивания 100 частей (по массе) эпоксидной смолы с 85 частями отвердителя с постепенным добавлением в процессе перемешивания 140 частей маршалита. Правильно изготовленная замазка пригодна для работы всего лишь 50—60 мин после приготовления, поэтому изготавливать ее надо такими порциями, которые могли бы быть израсходованы в течение этого времени.

Если изготовленная замазка твердеет ранее 50 мин, то при приготовлении последующей порции надо незначительно уменьшить составляющую отвердителя.

Так как эпоксидная смола и особенно отвердитель являются весьма ядовитыми, при изготовлении замазки следует обращать серьезное внимание на соблюдение правил техники безопасности. В частности, помещение, где производится изготовление, должно иметь вытяжную вентиляцию, а руки должны быть защищены резиновыми перчатками. Помимо этого, руки и лицо необходимо периодически мыть горячей водой с мылом.

Кроме того, должны строго соблюдаться правила пожарной безопасности, в частности нельзя пользоваться открытым огнем и курить.

После того как замазка на коробочке затвердеет, можно приступить к заливке коробочки компаундом холодного твердения. Для этого на имеющуюся на коробочке бобышку надевают резиновую трубку (рис. 118) и с помощью воронки заливают приготовленный перед этой операцией компаунд. Заливка ведется до тех пор, пока в отверстии для выхода воздуха и газа не покажется компаунд.

Компаунд изготавливается в строгом соответствии с инструкцией завода-изготовителя генератора из основы и отвердителя.

Так как срок жизни компаунда находится в пределах 2—3 часов, его изготавливают непосредственно перед заливкой порциями, обеспечивающими работу на полтора-два часа. Для лучшего заполнения коробочек основу компаунда перед добавлением в нее отвердителя рекомендуется подогреть. Всю смесь необходимо тщательно перемешать в течение 9—10 мин. При этом отвердитель заливается постепенно.

При приготовлении компаунда необходимо строго соблюдать правила техники безопасности и пожарной безопасности аналогично тому, как это было отмечено при рассмотрении вопросов изготовления замазки.

Следует отметить, что процесс заливки компаунда через воронку весьма несовершенный и требует улучшения в части подачи компаунда в коробочку под некоторым давлением от какого-либо пресса.

Пайку и изолировку шин и перемычек, а также изолировку бандажных колец отдельно рассматривать не будем, так как способы ведения этих работ

is provided on the top to let air and gas release. The putty is prepared by thoroughly mingling 100 parts (by weight) of epoxy with 85 parts of hardener, with 140 parts of silica flour added gradually in the course of mixing. Properly prepared putty, is suitable for use within 50—60 min after its preparation. Therefore, it must be prepared in batches which can be used up within this time.

If the prepared putty hardens earlier than in 50 min, the proportion of hardener should be slightly reduced in the next batches.

Since epoxy resin, and the hardener in particular, are toxic materials, particular emphasis should be placed on observance of safety regulations. The room used for the preparation of putty must be equipped with exhaust ventilation, hands must be protected with gloves. Apart from this, the hands and the face must be regularly washed with hot water and soap.

Besides, fire precautions must be observed, in particular, open fires and smoking must not be allowed. Once the putty has hardened up on the box, one can start pouring the cold-hardening compound into the boxes. To this end, a rubber tube is fitted on the boss provided on the box (Fig. 118). A compound prepared beforehand is poured through a funnel. The compound is filled until it comes out of the air release hole.

The compound must be prepared from base material and a hardener in strict conformity to the instructions of the generator manufacturer.

Since the compound lives about 2 or 3 hours, it has to be prepared just before pouring in batches sufficient for 1.5 and 2 hours of work. To ensure better filling of the box, the compound base material should be warmed up prior to adding the hardener. The mixture must be thoroughly agitated within 9 or 10 minutes, with the hardener being gradually added.

While preparing the compound, safety regulations and fire prevention measures must be strictly observed in the same way as in the preparation of the putty.

It has to be pointed out that pouring the compound through a funnel is rather an imperfect method and requires improvements with regard to injection of the compound with the aid of a press.

We are not going to discuss brazing and insulation of buses and jumpers, nor insulation of banding rings

аналогичны рассмотренным выше, а отдельные технологические особенности обуславливаются чертежом.

Ж. ЗАКЛИНОВКА ПАЗОВ СТАТОРА

Забиваемые в пазы гетинаксовые, текстолитовые или высокопрочные спрессованные из стекловолокна и эпоксидной смолы клинья 7 (рис. 114) должны иметь затупленные грани переднего конца (считая по движению), чтобы при движении по пазу клин не оставлял задиры на находящейся под клином прокладке 6.

Забивают клинья сверху и снизу к середине. Клинья через подкладываемые под них подкладки должны плотно прижиматься к обмотке. Натяг клиньев обеспечивается за счет установки под клином набора пропитанных изоляционным лаком прессшпановых лент разной толщины. Качество расклиновки проверяют обстукиванием. Если слышится дребезжание, значит клин прижат плохо и необходима перекалиновка. Глухой звук служит признаком хорошего натяга клина.

При забивке клиньев следует обращать внимание на имеющиеся на клиньях вентиляционные скосы, которые должны совпадать с направлением вращения ротора и с вентиляционными каналами в активной стали статора.

Забивают клинья с помощью ручника или пневмомолотка и специальных оправок (см. рис. 112, г, д).

З. ПОКРЫТИЕ АКТИВНОЙ ЧАСТИ СТАТОРА МАСЛОСТОЙКОЙ ЭМАЛЬЮ ПОСЛЕ МОНТАЖА СТЫКОВОЙ ОБМОТКИ

После окончания обмоточных работ на стыках статора и шинах всю обмотку и расточку активной стали статора покрывают двумя слоями электроизоляционной маслястойкой эмали холодной сушки, либо другими покрытиями с аналогичными свойствами. Второй слой эмали наносят после того, как пленка от предыдущего покрытия окончательно высохнет.

Покрытие электроэмалью производят распылением при помощи пистолетов-распылителей различных конструкций. Модель 0-37 производительностью 15—20 м³/ч работает при давлении воздуха 2—2,5 ат, расходуя при этом около 2 м³/ч воздуха; модель 0-31 более производительна, пользуясь ею можно покрывать в течение часа около 350 м² поверхности, расходуя 32 м³/ч воздуха. Для работы этого распылителя необходимо, чтобы давление краски, которое создается обычно от поставляемого в комплекте с распылителем бачка, было равно 1,5—2 ат при давлении воздуха 2,5—3 ат. Масса распылителя около 700 г. Он имеет три сменных комплекта головок, сопел и игл. Отличительной особенностью этого распылителя является наличие воздушной кольце-

because these procedures are similar to those described above, while separate peculiarities of the procedure are specified by the drawing.

Г. WEDGING OF STATOR SLOTS

Micarta, textolite, or high-strength wedges moulded epoxy-treated glass fabric wedges 7 (Fig. 114) that are driven into the slots must have rounded edges at the front end, as viewed in the direction of movement, to avoid scoring through gasket 6 under the wedge when the latter moves along the slot.

Wedges are driven from top and bottom towards the center. They must be pressed tightly against the winding through spacers placed under them. The interference fit of wedges is obtained by fitting under them a set of varnish-impregnated press-board shims of a variable thickness. The quality of wedging is checked by auscultation; a rattling sound indicates that the wedge is not held tightly against the winding and rewedging is required. A toneless sound points to an adequate tightness of the wedge.

When driving the wedges, care should be taken that the ventilating bevels on them were positioned in the direction of the rotor rotation and air ducts in the stator core.

Wedges are driven with a hand hammer or a pneumatic hammer and special mandrels (see Fig. 112, b, c).

Ф. COATING THE STATOR CORE WITH OIL-RESISTANT ENAMEL AFTER PLACING THE PARTING COILS

On completion of winding work on the stator joints and buses, the entire winding and the stator bore are to be given two coats of an oil-resistant air-drying insulating enamel or some other material of similar properties. The second coat of enamel is applied once the film of the first coat has dried out.

Electric enamels are applied by spraying with guns of miscellaneous types. Model 0-37 of 15—20 m³/hr capacity operates at an air pressure of 2—2.5 atm consuming about 2 cu.m. of air per hour. Model 0-31 has a higher capacity and can spray about 350 sq m of surface consuming 32 cu.m of air per hour. This sprayer requires that the enamel pressure which is created by the tank supplied with the sprayer, should be maintained at 1.5—2 atm, with the air pressure being at 2.5—3 atm. The sprayer weighs about 700 g. It is furnished with three replaceable sets of spray heads, tips and needles. The distinguishing feature of the sprayer is an air ring screen which reduces fall-out

вой завесы, уменьшающей выпадание частиц краски из факела, что улучшает условия работы и уменьшает потери лака. Диаметр применяемых шлангов 9,5 мм.

Для лучшего распыления эмаль разбавляют бензолом, уайт-спиритом, толуолом, ксилолом или другими растворителями с аналогичными свойствами.

5-5. СУШКА ИЗОЛЯЦИИ ОБМОТОК СТАТОРА

А. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ О СУШКЕ И ИСПЫТАНИЯХ

После окончания монтажа статора изоляция его обмотки и особенно лобовых частей в большинстве случаев оказывается значительно увлажненной, что снижает ее электрическую прочность. Поэтому перед испытанием электрической прочности изоляцию обмоток статоров обычно подвергают сушке. Испытание без сушки допустимо только в исключительных случаях, когда значение сопротивления изоляции каждой фазы относительно корпуса при соединении с корпусом всех других фаз при рабочей температуре будет не менее 1 МОм на 1 кВ номинального напряжения. При этом коэффициент абсорбции, характеризующий отношение величины сопротивления изоляции, замеренное при 60 с, к сопротивлению, замеренному при 15 с, должен быть не меньше 1,3 т.е. $K_{60} = \frac{R_{60}}{R_{15}} \geq 1,3$, где R_{60} и R_{15} — значения сопротивления изоляции, замеренные соответственно при 60 и 15 с.

В технической литературе утверждалось, что влага в изоляции не оказывает существенного влияния на ее электрическую прочность. Однако, располагая большим количеством практических данных, мы не можем это подтвердить, а поэтому рекомендуем сушить увлажненные обмотки перед испытанием повышенным напряжением.

Обмотки статоров сушат как в неподвижном состоянии, до опускания ротора или с опущенным ротором, так и на оборотах. Сушка в неподвижном состоянии позволяет на 3—5 дней приблизить срок ввода агрегата в эксплуатацию, так как к моменту готовности агрегата к прокрутке статор уже будет испытан.

Сушка обмоток статора в неподвижном состоянии производится следующими способами: а) потерями в меди обмотки статора или ротора при питании от источника постоянного тока; б) потерями в активной стали статора; в) внешним нагреванием; г) индуктивными потерями в роторе при подаче трехфазного тока в обмотку статора.

Сушка на оборотах производится методом короткого замыкания и вентиляционными потерями.

При всех способах сушки рекомендуется выполнять следующее: перед началом сушки очистить от грязи и пыли весь статор, особенно воздушные и

of enamel particles from the spray, improves working condition and reduces loss of varnish. The hoses are 9.5 mm in diameter.

To improve spraying, the enamels are diluted with benzol, white spirit, xylene, or other solvents with similar properties.

5-5. DRYING OUT THE STATOR WINDING INSULATION

А. GENERAL PRINCIPLES OF DRYING AND TESTING

An installed and wound stator has often a moist insulation which lowers its electric strength. Therefore, prior to high-voltage tests, the stator winding insulation is to be subjected to drying out. Tests without dry-out are allowed only in exceptional cases when the insulation resistance of each phase to ground, with all the remaining phases being grounded, at the working temperature is not less than 1 MOhm per every 1 kV of rated voltage. The coefficient absorption, which characterizes the ratio of the insulation resistance measured at 60 c to that measured at 15 c must not be lower than 1.3, i.e. $K_{60} = \frac{R_{60}}{R_{15}} \geq 1.3$, when

R_{60} and R_{15} are values of insulation resistance measured at 60 and 15 c, respectively.

Some technical publications alleged that moisture in the insulation does not affect tangibly its electric strength. A great amount of experimental data, however, cannot confirm this statement and therefore we recommend that moist windings should be dried out before high-voltage tests.

The stator windings are dried out both at stand-still prior to lowering the rotor in place or after that, and on the run. Drying out at stand-still permits the time for commissioning the unit to be shortened by 3—5 days because the stator will have been tested by the time when the unit is ready for mechanical run.

At stand-still, the stator winding can be dried out by the following methods: (a) by copper losses, in the stator or rotor winding with current supplied from a d.c. source; (b) by iron losses in the stator; (c) by external heating; (d) by inductive losses in the rotor applying three-phase current to the stator winding.

On the run, drying-out is effected by using the short-circuit and windage loss method.

Whatever method of drying is used, the following should be carried out prior to drying-out: clean the stator from dirt and dust, especially air and cooling ducts, and then blow down the stator with dry compressed air.

вентиляционные каналы, а затем продуть статор сухим сжатым воздухом.

Следует подготовить журнал сушки по форме, приведенной в табл. 10 и до начала сушки записать в него начальную температуру обмотки и окружающего воздуха, начальное значение сопротивления изоляции и коэффициента абсорбции $K_{60} = R_{60}/R_{15}$.

The record log for drying-out should be drawn up to the format given in Table 10. Before drying-out is started, the initial temperature of the winding and the ambient temperature, initial insulation resistance and absorption coefficient $K = R_{60}/R_{15}$ should be entered in the log.

Таблица 10

ГЭС

Гидроагрегат № _____
(станционный)

ЖУРНАЛ СУШКИ

Генератор станционный № _____ Завод-изготовитель _____ Тип _____ Заводской

№ _____ Мощность _____ кВА Напряжение _____ кВ. Скорость вращения _____ об/мин.

Сила тока в обмотке статора _____ А. Начало сушки _____ Конец сушки _____ Общая

продолжительность сушки _____ ч. Сопротивление изоляции обмотки статора замерено мегомметром

№ _____ напряжения _____ В завода-изготовителя _____

а) до сушки _____ МОм; при $t =$ _____ °C; $K_{60} =$ _____

б) после сушки _____ МОм; при $t =$ _____ °C; $K_{60} =$ _____

Сопротивление изоляции обмотки ротора замерено мегомметром № _____ напряжения _____ В

завода-изготовителя _____

а) до сушки _____ МОм; при $t =$ _____ °C

б) после сушки _____ МОм; при $t =$ _____ °C

Дата	Время	Скорость вращения, об/мин	Ток статора по фазам, А			Возбудитель	Температура воздуха, °С		Температура обмотки статора (°С) по фазам			Температура железа статора (°С) по фазам			Сопротивление изоляции обмотки статора (МОм) по фазам и между ними					Сопротивление изоляции обмотки ротора, МОм		
			C ₁	C ₂	C ₃		Ток, А	Напряжение, В	входящего	выходящего	C ₁	C ₂	C ₃	C ₁	C ₂	C ₃	C ₁	C ₂	C ₃		C ₁ = C ₂	C ₂ = C ₃

Примечание. В первой строке записывают показатели до начала сушки. Запись в журнале в процессе сушки производится через 1—2 ч. Количество листов и граф для записи в журнале делать по потребности.

Hydroelectric power plant

Hydropower unit No. _____
(power plant)

DRYING-OUT LOG

Power plant generator No. _____ Manufacturer _____ Type _____ Serial No. _____

Power _____ kVA. Voltage _____ kV. Speed _____ rpm. Current in stator winding _____ A.

Drying-out started _____ Drying-out ceased _____. Total duration of drying _____ h.

Insulation resistance of stator winding measured with megger No. _____, voltage _____ V,

Manufacturer _____

a) prior to dry-out _____ MOhm at t _____ °C; K_{60} _____

b) after dry out _____ MOhm at t _____ °C; K_{60} _____

Insulation resistance of rotor winding has been measured with megger No. _____

Voltage _____ V, Manufacturer _____

a) prior to dry-out _____ MOhm at t _____ °C

b) after dry-out _____ MOhm at t _____ °C

[illegible]

Note: Entered in the first line are data prior to dry-out. Entries should be made in the course of dry-out every 1 or 2 hr. Number of sheets and columns in the log should be made as required.

Сопротивление изоляции надо измерять мегомметром напряжением 2500 или 1000 В для каждой фазы отдельно, при этом следует проверять изоляцию одной фазы по отношению к корпусу статора и двум другим фазам, соединенным с корпусом.

Если в обмотке статора нейтральные выводы недоступны, т.е. не имеют выведенных концов, то сопротивление изоляции относительно корпуса нужно замерять одновременно для всех трех фаз. Таким же способом замеряют изоляцию всех трех фаз в процессе сушки методом короткого замыкания на оборотах агрегата. В этом случае меггер присоеди-

The insulation resistance must be measured with a 2500- or 1000-V megger for each phase separately, with the insulation of one phase being tested with respect to the stator frame and two other phases connected to the stator frame.

If the stator neutral leads are not accessible, i.e. they are not brought out, the insulation resistance to ground must be measured simultaneously for all the three phases. The same method is used for measuring the insulation of all the three phases in drying-out by short-circuiting the generator on the run. In this case, the megger is hooked up to the stator winding only

няют к обмотке статора только после снятия с агрегата возбуждения с соблюдением всех правил техники безопасности. По окончании замеров изоляции обмоток концы обмоток необходимо соединить с землей, чтобы снять скопившийся в обмотках заряд, полученный ими от меггера, и тем самым предохранить персонал от несчастного случая.

Для того, чтобы получить правильные результаты каждого замера, к испытуемой обмотке надо прикладывать напряжение неизменной величины, что обеспечивается вращением меггера с постоянной скоростью. Лучше всего использовать меггер с механическим моторным приводом.

В процессе сушки обмотки замеры сопротивления изоляции рекомендуется делать через 2—3 ч, записывая данные в журнал сушки. По данным замеров строят кривую сушки. При этом следует иметь в виду, что данные значений сопротивления изоляции, полученные при различных температурах, недостаточно наглядно характеризуют положение дел по сушке, поэтому по достижении нормальной температуры сушки (80—85°C), ее следует держать неизменной.

Во избежание местных перегревов поднимать температуру сушки выше 85°C ни для какого класса изоляции не рекомендуется. В процессе сушки температуру поднимают таким образом, чтобы прирост ее в течение одного часа был не более 5°C .

Состояние изоляции характеризуется как коэффициентом абсорбции $K=R_{60}/R_{15}$, так и абсолютным значением R_{60} . Сухая изоляция обычно имеет коэффициент абсорбции, равный 2 или несколько меньший, но не менее 1,3.

Абсолютное же значение сопротивления изоляции, замеренное при 60 с (R_{60}), не нормируется, хотя на практике считают, что оно при рабочей температуре должно быть не менее 1 МОм на 1 кВ номинального напряжения. В процессе сушки сопротивление изоляции обмотки обычно вначале снижается, а пройдя минимум, начинает возрастать.

При сухой изоляции показания меггера возрастают примерно в течение первых 10 мин вращения меггера. В увлажненной изоляции возрастание показаний меггера прекращается в первые 2—3 мин.

Сушка считается законченной в том случае, если при устойчивой температуре обмотки абсолютное значение сопротивления изоляции обмоток будет держаться практически неизменным в течение 5–6 ч (рис. 119).

after de-excitation of the unit with strict observance of safety regulations. Once the winding insulation has been tested, the winding leads must be grounded to remove the charge induced on the winding by the megger and thus to protect the personnel from accidents.

Reliable readings are secured by applying a constant voltage value which is achieved by rotating the megger at a steady speed. It is best to use a megger with a mechanical motor drive.

In the course of drying, the insulation resistance must be measured at 2 or 3-hour intervals, with readings being entered in the record log. A drying-out curve is to be plotted basing on these readings. It should be remembered that insulation resistance readings taken at different temperatures cannot reflect adequately the status of dry-out, therefore upon attaining a normal drying temperature (80—85°C) it should be held constant.

It is not recommended that the drying temperature be raised above 85°C for any class of insulation to avoid local overheating. In the course of drying, the temperature must be raised so that its build up should not exceed 5°C per hour.

The condition of the insulation is characterized both by the absorption coefficient $K = R_{60}/R_{15}$ and by the absolute value of R_{60} . The dry insulation usually has an absorption coefficient of 2 or somewhat below it, but not less than 1.3.

The absolute value of insulation resistance measured at 60 c (R_{60}) is not specified, though in practice it is thought that the absolute value at working temperature should not be lower than 1 MOhm per 1 kV of rated voltage. In the course of drying, the resistance of winding insulation first tends to drop, but on passing a minimum value it starts to rise.

When the insulation is dry, the megger readings rise within about 10 minutes. In a moist insulation, the megger readings stop rising within 2 or 3 minutes.

Windings are usually considered to be dry when their absolute insulation resistance at a constant temperature remains steady for a period of 5 or 6 h (Fig. 119).

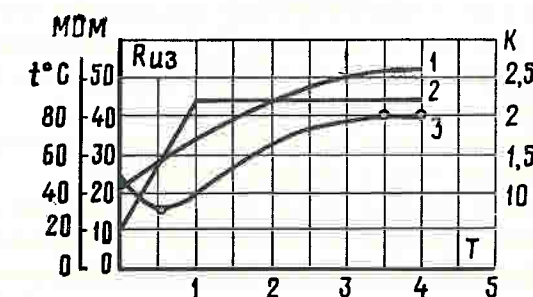


Рис. 119. График сушки обмотки статора:
1 — кривая коэффициента абсорбции; 2 — кривая температуры;
3 — кривая сопротивления изоляции

Fig. 119. Diagram of draying-out of stator winding:
1 — absorption coefficient curve; 2 — temperature curve; 3 — insulation resistance curve

В процессе сушки необходимо создавать условия для периодической вентиляции, чтобы уходящую из изоляции влагу можно было удалять из зоны статора.

Б. СУШКА ПОТЕРЯМИ В МЕДИ ОБМОТОК СТАТОРА ПРИ ПИТАНИИ ОТ ИСТОЧНИКА ПОСТОЯННОГО ТОКА

Сушить обмотки статора при питании от источника постоянного тока можно во всех случаях, когда изоляция обмотки не особенно увлажнена, т.е. когда она не может быть подвержена вредному электролитическому действию постоянного тока.

При сушке потерями в меди обмотку статора надо соединять так, чтобы по всем фазам протекал ток одинаковой величины. Обычно все три фазы соединяют последовательно. Величина максимального тока зависит от условий, при которых может быть получена необходимая для сушки температура. Как правило, сила тока в этом случае составляет 0,45—0,70 номинального значения, что обеспечивает нагрев до максимально допустимой температуры. Напряжение и мощность, потребляемую при таком способе сушки, определяют по формулам: $U = IR$ и $P = I^2R$, где R — сопротивление постоянному току; P — мощность, потребляемая при сушке; I — сила тока; U — напряжение.

Для сушки этим способом в цепь включают реостат, которым перед отключением питания статора предварительно снижают установленную силу тока. Это позволяет избежать пробоя изоляции от экстратокков. В качестве источника питания может быть применена машина постоянного тока с номинальным током не менее 40% тока статора генератора. Часто используют возбудители соседних работающих агрегатов или резервные возбудители ГЭС.

В настоящее время для сушки обмоток статора стали широко применять многопостовые сварочные преобразователи. Большим достоинством этих агрегатов является то, что их можно соединять последовательно, а последовательно соединенные группы могут работать в параллель. Такая манипуляция в соединениях не ограничивает возможности их применения.

Обмотку статора можно также сушить при подаче постоянного тока в обмотку ротора.

Если в процессе сушки обмотки на статоре идут монтажные работы, то следует иметь в виду магнитное притяжение металла к активной стали статора. Это происходит за счет протекания постоянного тока по обмотке статора.

Если обмотку сушат при опущенном роторе, то его следует расклинить относительно статора медными, гетинаксовыми, текстолитовыми или другими клиньями, чтобы предотвратить горизонтальные перемещения статора и ротора. Клинья устанавливают

During drying-out, conditions must be provided for regular ventilation to evacuate moisture given out by the winding insulation.

B. DRYING-OUT BY COPPER LOSSES IN STATOR WITH CURRENT SUPPLIED FROM A D.C. SOURCE

It is possible to dry out the stator winding by applying direct current in all cases when the winding insulation is not heavily moist, i.e. when cannot be subjected to deturious electrolytic effect of the direct current.

When drying out by stator copper losses, the winding must be connected so that an equal current flows over the three phases. Usually, the phases are series-connected. The magnitude of maximum current depends on the conditions under which the drying temperature is attained. The current in this case usually amounts to 0.45—0.70 of the rated value, which provides heating up to the maximum allowable temperature. Voltage and power consumed in drying up by this method, are determined from the following formulae: $V = IR$ and $P = I^2R$, where R — d.c. resistance; P — power consumed in drying-out; I — current; V — voltage.

Drying-out by this method requires incorporation of a rheostat in the circuit by which the set amperage is lowered down prior to the disconnection of the stator current source.

This prevents insulation breakdown due to surge currents. A d.c. machine with a rated current not lower than 40% of the stator current can be used as a power source. Very often the exciter of an adjoining running unit or a stand-by exciter of the hydroelectric power plant are used.

At present, multi-operator welding transformers find wide application in drying-out the stator windings. The advantage of these machines consists in the possibility of connecting them in series while series-connected groups can operate in parallel. Such a manipulation with connections does not limit possibilities of their application.

The stator winding can be also dried out by applying direct current to the rotor winding.

If during drying out erection work is underway on the stator, one should take into account magnetic attraction of metal to the stator core. It happens due to direct current flowing through the stator winding.

If the winding is dried out with the rotor lowered in place, it must be blocked with respect to the stator by means of cooper, micarta, textolite or other wedges to preclude horizontal displacement of the stator and

в межжелезном пространстве между расточкой статора и полюсами ротора.

Ток в процессе сушки должен нарастать в зависимости от допустимого прироста температуры, но не больше 10% номинального тока статора в течение 1 ч. Номинальный ток сушки не должен превышать 80% номинального тока статора. В начале сушки ток должен быть не более 30% номинального тока статора.

Чтобы обеспечить равномерный нагрев обмоток и уменьшить расход тепла на сушку, необходимо хорошо утеплить статор генератора, особенно лобовые части обмотки, которые можно утеплить направленным на них воздухом из небольших воздуховодов.

В. СУШКА ПОТЕРЯМИ В СТАЛИ СТАТОРА

Сущность этого способа сводится к нагреву сердечника статора потерями на гистерезис и токами Фуко в активной стали статора за счет создаваемого магнитного потока от намагничивающей обмотки. Сушить обмотку таким способом рекомендуется только без опущенного ротора, так как с опущенным ротором необходимо изолировать от земли вал ротора и, кроме того, затруднительна намотка витков и дальнейшая работа на агрегате.

Витки обмотки можно располагать равномерно по кольцу или сосредоточенно в одном месте (рис. 120).

Чтобы не допустить местных перегревов, стыки сегментов статора перед сушкой обмотки необходимо соединить, приварив пластинки к обоим сегментам каждого стыка. Кроме того, надо тщательно проверить, нет ли каких-либо металлических предметов в стали статора, которые могут привести к ее замыканию, перегреву и повреждению.

C. DRYING-OUT BY IRON LOSS IN STATOR

This method boils down to heating the stator core by hysteresis and eddy-current losses in the stator iron due to a magnetic flux induced by the magnetizing winding. Such a method is recommended for drying out the winding when the rotor is not yet in place, because with the rotor lowered in place, its shaft must be isolated from ground and, besides, the winding operations and further work on the unit become complicated.

The winding turns can be arranged uniformly over the circumference or concentrated in one place (Fig. 120).

rotor. The wedges are to be fitted in the air gap between the stator bore and the rotor poles.

In the course of drying the current must rise depending on the allowable increment of temperature, but not over 10% of the rated stator current within 1 hour. The rated drying current must not exceed 80% of the rated stator current. In the beginning of drying, the current must not exceed 30% of the rated stator current.

To achieve a more uniform heating of the winding and to reduce heat consumption for drying, the stator and, in particular, the end windings must be adequately warmed up. This can be done by directing an air flow from small air blowers.

Prior to drying out the winding, the stator sections must be connected by means of plates welded to both sections of each joint to preclude local overheating. Besides, the stator core must be carefully inspected for

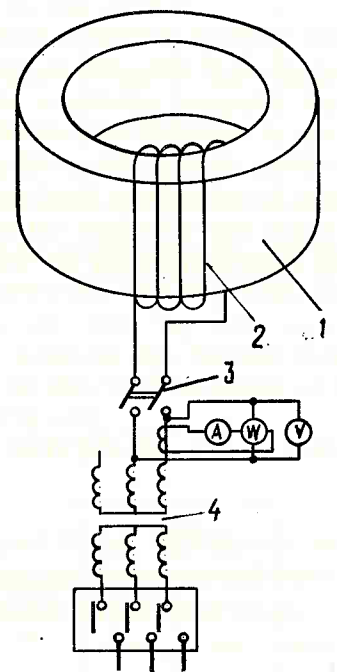


Рис. 120. Схема сушки статора потерями в активной стали:

1 — статор генератора; 2 — намагничивающая обмотка; 3 — рубильник; 4 — трансформатор собственных нужд

Fig. 120. Circuit arrangement for stator drying-out by losses in the core

1 — generator stator; 2 — magnetizing winding; 3 — knife-switch; 4 — power plant service transformer

Наматывать намагничивающие витки следует так, чтобы углы наружного и внутреннего контуров сердечника были дополнительно изолированы от провода прессшпаном или другими изолирующими прокладками. В случае намотки двух или более параллельных ветвей ток по ним надо направлять в одну сторону.

Ввиду того, что в литературе точных формул для подсчета намагничивающей обмотки нет, а по эмпирическим формулам подсчет далеко не точен, в табл. 11 приведены некоторые опытные данные, на которые можно ориентироваться при подборе намагничивающей обмотки, поскольку эти данные были проверены на практике.

metal objects which may cause short-circuit, overheating, or damage.

Magnetizing coil turns should be wound so that the angles of the outer and inner core circuits are additionally insulated from the conductor with press-board or some other insulating liners. If two or more parallel circuits are wound, the current through them should flow in one direction.

Since there are no accurate formulas for the calculation of the magnetizing winding while empirical formulas give results which are far from accurate, some experimental data are given in Table 11 which may be referred to in selecting the magnetizing windings because these data have been proved in practice.

Таблица 11

ОПЫТНЫЕ ДАННЫЕ ПО СУШКЕ ОБМОТОК СТАТОРОВ ПОТЕРЯМИ В АКТИВНОЙ СТАЛИ

Размеры сердечника статора, мм			Масса, т		Окружающая температура, °C	Сила подаваемого тока, А	Напряжение, В	Число ветвей намагничивающей обмотки	Число витков в каждой ветви намагничивающей обмотки	Сечение медного провода, мм²	Длина провода, м	Максимальная температура сушки, °C	Время нагрева до максимальной температуры, ч	Время сушки, ч
наружный	внутренний	высота	сердечника	всего статора										
8550	7970	1650	40	130	+29	560	380	1	11	150	77	90	24	120
5300	4770	840	13,5	46	+2	290	380	1	18	150	54	75	28	180
4380	3850	1200	18	50,5	+6	410	380	1	7	90	35	80	30	160

Table 11

EXPERIMENTAL DATA ON DRYING THE STATOR WINDING WITH CORE LOSSES

Size of stator core, mm			Mass, t		Ambient temperature, °C	Supply current, A	Voltage, V	Number of paths in magnetizing winding	Number of turns in each path	Cross-sectional area of copper wire, mm²	Length of wire, m	Maximum drying temperature, °C	Time required to heat up to maximum temperature, h	Drying time, h
outer	inner	height	core	stator										
8550	7970	1650	40	130	+29	560	380	1	11	150	77	90	24	120
5300	4770	840	13.5	46	+2	290	380	1	18	150	54	75	28	180
4380	3850	1200	18	50.5	+6	410	380	1	7	90	35	80	30	160

С. СУШКА ВНЕШНИМ НАГРЕВАНИЕМ

При сушке внешним нагреванием в качестве источника тепла можно применить расположенные внутри статора электрические печи, плотно собранные паровые батареи и воздуходувки. Наилучший вариант при таком способе сушки — сочетание воздуходувок с электро- и паронагревателями.

При обдувании горячим воздухом, а также и во всех других случаях следует внимательно следить, чтобы температура воздуха, соприкасающегося со всеми участками обмотки, не превысила 90°C; это позволит избежать местных перегревов. Кроме того, надо добиваться равномерного нагрева во всех зонах обмотки с колебаниями температур не более 10°C.

Вполне понятно, что таким способом можно сушить сравнительно небольшие статоры, так как сушка статоров больших габаритов потребует сооружения весьма солидного стенда.

Д. СУШКА ИНДУКТИРОВАННЫМИ ПОТЕРЯМИ В РОТОРЕ

Сушку статорной обмотки и одновременно полюсов ротора индуктированными потерями в роторе можно применять в тех случаях, когда в статор опущен ротор и когда у генератора нет проволоочных бандажей. Генераторы с проволоочными бандажами (фирма AEG) сушить этим способом категорически запрещается.

Суть этого способа сушки сводится к подаче в обмотку статора переменного трехфазного тока напряжением 220—380 В, который создает вращающееся магнитное поле и вызывает в роторных контурах потери и нагрев. В этом случае при сушке необходимо убедиться в отсутствии местных нагревов массивных металлических деталей.

На практике подобный способ применяется весьма редко, потому что при сушке практически прекращаются все монтажные работы. Производить же сушку, когда монтаж генератора закончен, не имеет смысла, так как лучше это делать на оборотах агрегата методом короткого замыкания или вентиляционными потерями.

Е. СУШКА ОБМОТОК ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ГЕНЕРАТОРА МЕТОДОМ КОРОТКОГО ЗАМЫКАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫМИ ПОТЕРЯМИ

При сушке методом короткого замыкания корпус статора заземляют к контуру заземления и все три фазы замыкают накоротко установкой на выводах генератора закороток. Желательно устанавливать закоротки до выключателя. Если закоротки установлены за выключателем, то его необходимо отключить, а выключатель в процессе сушки на генераторе появится напряжение, равное примерно номинальному. То же самое следует иметь в виду

D. DRYING-OUT BY EXTERNAL HEATING

Built-in electric heaters, tight steam radiators, and air blowers can be used for drying out by external heating. The best way is by drying-out with a combination of air blowers and electric or steam heaters.

When blowing with hot air and in all other cases, care should be taken to see that the temperature of air contacting with all parts of the winding does not exceed 90°C to avoid local overheating. Besides, uniform heating must be attained in all zones of the windings with temperature variations not exceeding 10°C. It is quite clear that this method of drying can be applied to relatively small generators.

E. DRYING-OUT BY INDUCTIVE LOSS IN ROTOR

Inductive losses in the rotor can be applied for drying out the stator winding and simultaneously the rotor poles in case the rotor is lowered in place and there are no wire bands on the generator. It is strictly prohibited to dry out the generator with wire bands (AEG firm) by this method.

This method consists in applying three-phase alternating current at 220—380 V to the stator winding, which creates a rotating magnetic field and causes losses and, hence heat liberation in the rotor circuits. While drying out by this method, one should make sure that there is no local overheating of large metal parts.

In practice this method is used rather rarely because during the dry-out period practically all erection and installation operations are suspended. Once the installation of the generator has been completed there is no sense in applying this method because it would be better to do this by short-circuit or windage losses on the running unit.

F. DRYING-OUT OF WINDINGS ON RUNNING GENERATOR BY SHORT-CIRCUIT AND WINDAGE LOSS METHODS

When drying out by the short-circuit method, the stator frame is connected to the ground system while all the phases are short-circuited by placing shorting-out jumpers across the generator terminals. It is recommended to place the shorting-out jumpers in front of the circuit breaker. When the shorting-out jumpers are installed behind the circuit breaker, the latter has to be blocked up and its tripping circuits disconnected

нескольких последовательно соединенных стержней. Так как в гидрогенераторах параллельных ветвей много, то и система термоконтроля получается громоздкой.

Так, например, на Красноярской ГЭС число контролируемых точек на каждом статоре равно 348.

При этом система надежно фиксирует состояние обмотки лишь в том случае, когда все 348 элементов уложены в нужные пазы и дают правильные показания.

Здесь следует отметить, что до настоящего времени не налажена сигнализация на отключение и развозбуждение генератора при недопустимом повышении температуры в какой-либо ветви обмотки.

Для улучшения надежности работы водяной системы и возможности отключения некоторых элементов системы без остановки агрегата и для уменьшения отложений на стенках проводников окислов меди, а также для поддержания в воде относительно высоких изоляционных свойств (не менее 30 кОм/см³), кроме общей станционной водоохлаждающей системы на каждом генераторе введена весьма сложная, непрерывно действующая циркуляционно-очистительная система. Она состоит из циркуляционных основных и резервного насосов; механических и водяных теплообменников; механических, магнитных, ионообменных фильтров; регулятора температуры охлаждающей воды; расширительного бака, а также приборов контроля и автоматики.

Установка на Красноярской ГЭС в эту систему магнитных и ионообменных фильтров, через которые непрерывно проходит около 10% общего количества охлаждающей воды, позволила значительно поднять уровень сопротивления дистиллата (с 30—40 до 120—150 кОм/см³).

Введенный в систему регулятор охлаждающей воды позволил автоматически поддерживать постоянство температуры независимо от нагрузки на генераторе.

Так как гидрогенераторы с непосредственным водяным охлаждением обмотки работают при большей плотности тока в обмотке, а следовательно, и с большей индукцией в зазоре, обмотка испытывает большие электродинамические усилия как в переходных, так и в установившихся режимах, что вызывает большие вибрации лобовых частей. Поэтому здесь крепление обмотки в пазу и к бандажным кольцам должно производиться исключительно тщательно и надежно.

В целом при выполнении всех обмоточных работ здесь должна соблюдаться более высокая культура производства.

yet sufficiently reliable. The control involves measurement of the temperature of water at the inlet and outlet of each parallel circuit of the winding consisting of several series-connected conductors. Since the hydrogenerators have a great number of parallel circuits, the temperature control system is rather cumbersome.

The number of points under control on each stator of the Krasnoyarsk hydroelectric power plant, for example, amounts to 348.

Moreover, such a system will indicate the condition of the winding only in case all the 348 control elements are embedded in the proper slots and give correct readings.

It should be pointed out that until the present time there has not been developed a reliable warning system for disconnecting and de-exciting the generator upon the occurrence of inadmissible temperature rise in any path of the winding.

Apart from the general power plant water-cooling system, each generator is equipped with a very complicated continuous purge system which functions to improve reliability of the cooling water system operation, to make it possible to disconnect some elements without stopping the hydropower unit, to diminish copper oxide deposits on the conductor inner surfaces, and to maintain rather high insulating properties in water (minimum 30 kOhms per cu.cm). The continuous purge system consists of a few main circulating-water pumps and a stand-by pump, mechanical and water heat exchangers, mechanical, magnetic, and ion-exchange filters, cooling water temperature controller, expansion tank, instrumentation, and automatic-control devices.

Magnetic and ion-exchange filters installed in this system on the Krasnoyarsk hydroelectric power plant continuously pass about 10% of the total amount of cooling water so that the resistance level of the distillate has been considerably increased (from 30 or 40 to 120 or 150 kOhms per cu.cm).

The cooling water temperature controller has made it possible to automatically maintain constant the temperature of water irrespective of the generator load.

Since the water-cooled hydrogenerators run at a high current density in the winding and, hence, at a high flux density in the air gap, the winding takes heavy electrodynamic forces both in transients and under steady state conditions with the result that the end windings are subjected to heavy vibrations. That is why, the windings must be secured within the slots and fixed to banding rings with particular care.

Generally speaking, a higher workmanship is required in winding these hydrogenerators.

Б. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ ОБМОТКИ СТАТОРА

Стержни статорной обмотки с непосредственным водяным охлаждением состоят из медных проводников полых без изоляции и сплошных изолированных (рис. 122). Полые трубчатые проводники, так же как и сплошные, в поперечном сечении представляют собой прямоугольник. Здесь также как и в обычной обмотке с воздушным охлаждением, в конструкции стержня предусматривается транспозиция проводников.

На каждом стержне, на верхнем и нижнем концах, на заводе припаиваются серебряным припоем ПСР-15 медные кованые полые наконечники. На этих наконечниках (рис. 122) имеется палец 1 для соединения стержней между собой по схеме токовой цепи и штуцер 2 для соединения по схеме водного

В. MECHANICAL DESIGN OF STATOR WINDING

The conductors of a water-cooled stator winding are composed of hollow bare copper strands and insulated solid strands (Fig. 122). The hollow tubular strands and the solid strands are of a rectangular section. Transposition of strands is provided like in the case of a standard air-cooled winding.

Each conductor is provided with forged hollow copper lugs that are brazed on the top and bottom ends with silver solder ПСР-15 by the manufacturer. These lugs (Fig. 122) are fitted with pin 1 for interconnecting the conductors to complete the current circuit and pipe union 2 for connecting up the cooling water circuit of the winding. The electric circuit con-

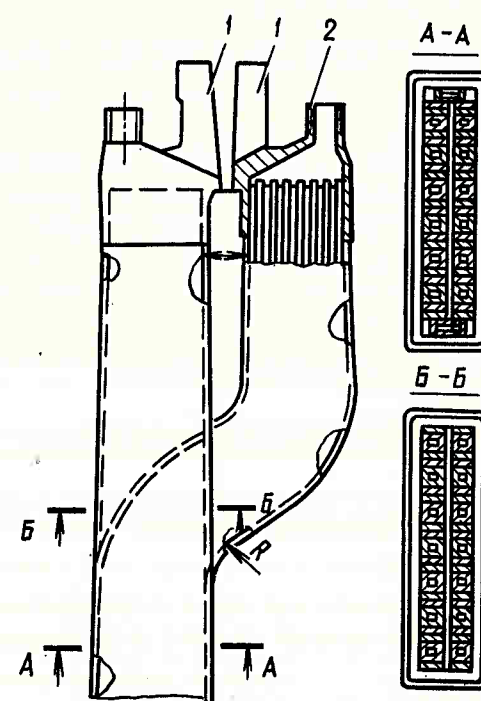


Рис. 122. Стержень обмотки с непосредственным водяным охлаждением проводников

Fig. 122. Winding bar with direct water cooling of conductors

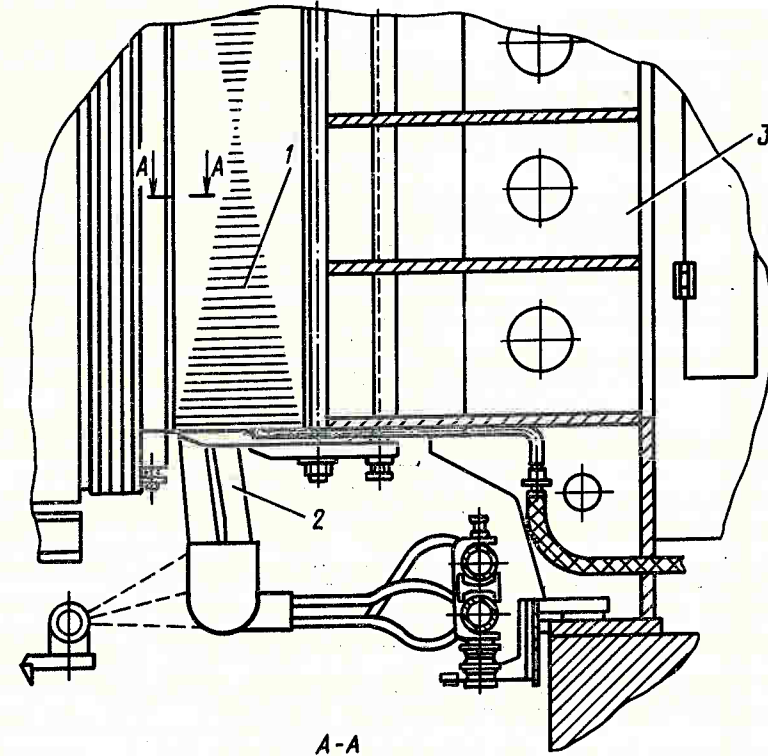


Рис. 123. Статор генератора с непосредственным водяным охлаждением проводников обмотки с двухслойным расположением:

1 — сердечник статора; 2 — стержни обмотки; 3 — корпус статора

Fig. 123. Generator stator with direct water cooling of conductors of double-layer arrangement:

1 — stator core; 2 — winding bars; 3 — stator frame

тракта охлаждения обмотки. Соединение стержней по электрическому контакту токовой цепи выполняется пайкой мягкими припоями, а по водному тракту — твердыми припоями. Статор генератора с непосредственным водяным охлаждением проводников обмотки с двухслойным расположением показан на рис. 123.

Сборные шины статора делаются из медных труб прямоугольного сечения, внутри которых циркулирует охлаждающая вода (рис. 124). Сборные шины на своих концах имеют такие же медные наконечники, как и у стержней обмотки, через которые замыкаются токовые и водяные цепи. Располагаются шины в несколько рядов по высоте на верхней полке

ductors are soldered and the cooling circuit elements are brazed. Fig. 123 illustrates a two-layer direct water-cooled stator.

The stator busbars are fabricated from copper tubes of rectangular section which pass cooling water. (Fig. 124). The busbars are fitted with copper lugs similar to those on winding conductors used to complete the electric and cooling circuits. The busbars are arranged vertically in several rows on the upper flange of the stator (Figs 124 and 125) occupying a certain sector of about 210 deg. The power and neutral leads

статора (рис. 124 и 125), занимая некоторый сектор по окружности с углом охвата около 210°. От центра расположения сектора шин по обе стороны под углом в плане, равным 60°, находятся главные и нейтральные выводы. Шины от полки статора изолированы специальными прокладками из древопластиков.

За пределами генератора, в зоне помещений, имеющих всегда положительную температуру, шинопровод также может быть выполнен с непосредственным водяным охлаждением, как это делалось на Красноярской ГЭС. В этом случае соединение сборных шин с шинопроводом производится через компенсаторы, сделанные из полых медных полос.

are brought out from the centre of the busbar sector in both directions at an angle of 60 deg. The busbars are insulated from the stator flange by wood plastic liners.

The busduct outside the generator within the premises where a positive temperature is maintained can be also made with direct water cooling, as has been done on the Krasnoyarsk power plant. When such a construction is used, the busbars are connected to the busduct through expansion devices fabricated from hollow copper strips.

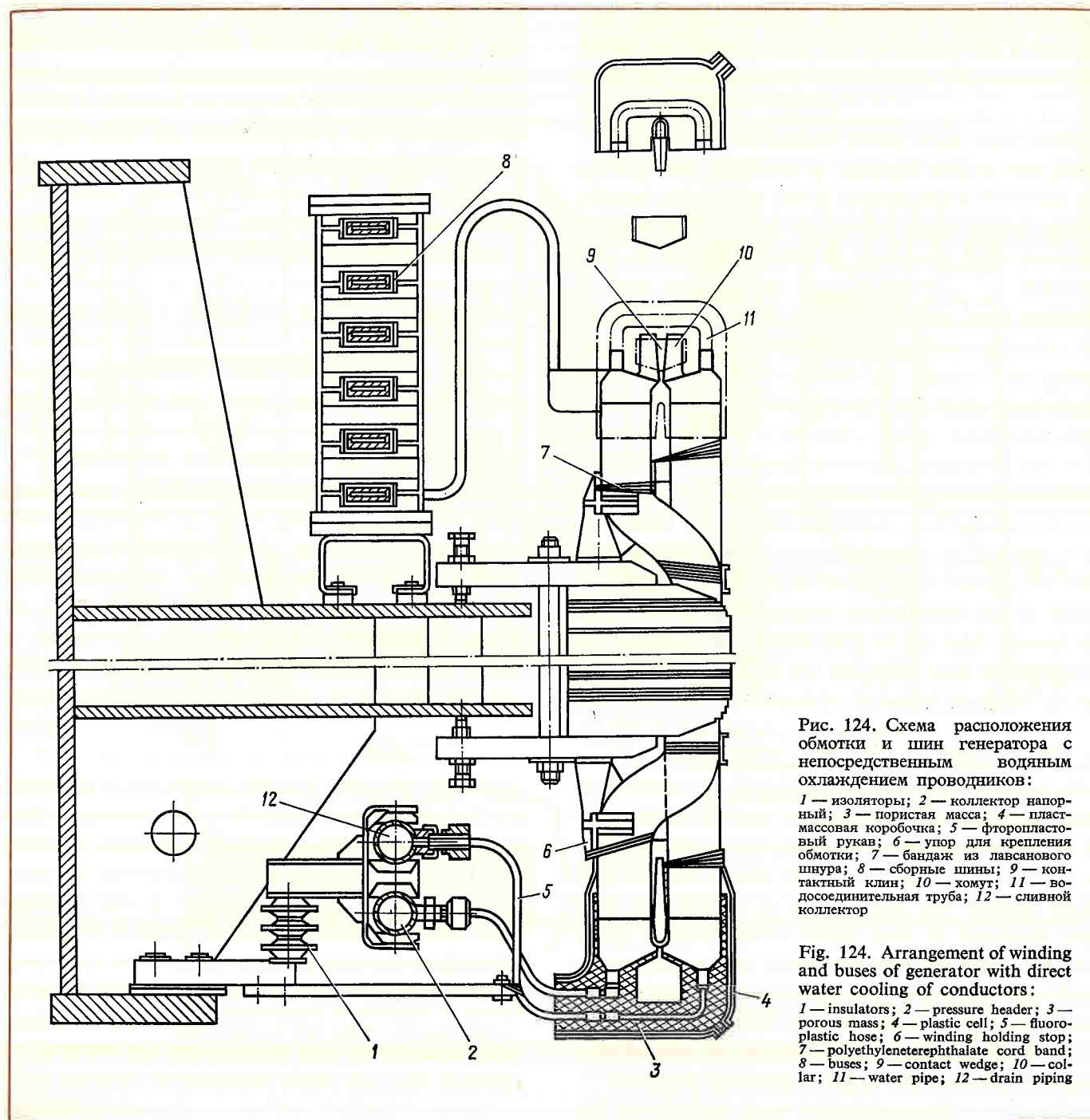


Рис. 124. Схема расположения обмотки и шин генератора с непосредственным водяным охлаждением проводников:
1 — изоляторы; 2 — коллектор напорный; 3 — пористая масса; 4 — пластмассовая коробочка; 5 — фторопластовый рукав; 6 — упор для крепления обмотки; 7 — бандаж из лавсанового шнура; 8 — сборные шины; 9 — контактный клин; 10 — хомут; 11 — водосоединительная труба; 12 — сливной коллектор

Fig. 124. Arrangement of winding and buses of generator with direct water cooling of conductors:
1 — insulators; 2 — pressure header; 3 — porous mass; 4 — plastic cell; 5 — fluoroplastic hose; 6 — winding holding stop; 7 — polyethyleneterephthalate cord band; 8 — buses; 9 — contact wedge; 10 — collar; 11 — water pipe; 12 — drain piping



Рис. 125. Общий вид расположения головок и шин

Fig. 125. General view of heads and buses

В. МОНТАЖ ОБМОТКИ СТАТОРА

Обмотка статора с непосредственным водяным охлаждением проводников укладывается в пазы и расклинивается в них как обычная, что было рассмотрено в § 5-4 п.Г; поэтому эти вопросы здесь рассматриваться не будут.

Ниже рассмотрим лишь те работы, которые при обычной обмотке не делаются, и отдельные технологические приемы по выполняемым операциям при пайке и изолировании головок и монтажу шин, присущие только этому типу обмотки.

Пайка межстержневых соединений по такой цепи производится припоем ПОС-40 с прогревом мест паяк пламенем ацетиленовой горелки либо электрическими клещами. Перед пайкой на облуженные по местам токового контакта пальцы 10 (рис. 124) надевают хомут, также облуженный, и пальцы в хомуте расклинивают контактными клиньями 9. Затем пропаяются электрические контакты соединения. Контролируется качество пайки специаль-

С. INSTALLATION OF STATOR WINDINGS

The stator windings composed of direct water-cooled conductors are placed in slots and wedged therein just in the same way as has been described under Section 5-4, Subsection D. Therefore, the installation procedure will not be discussed hereunder.

The below description concerns only operations and procedures peculiar to this type of winding only.

Interconductor connections are to be brazed to complete the current circuit by means of solder ПОС-40, the surfaces to be brazed being preheated with the flame of an acetylene torch or with electric tongs. Prior to brazing, a clip run over with tin is to be fitted on pins 10 (Fig. 124) also run with tin over the contacting surfaces and the pins are to be fixed within the clip by means of contact wedges 9. Thereupon, electric contacts of the joint are to be brazed. The quality of the brazed joint is to be checked with the aid of a special instrument or by external examination with random stripping of separate joints. After the current circuit



Рис. 126. Монтаж и пайка водосоединительных трубок стержней (Красноярская ГЭС)

Fig. 126. Assembly and soldering of water connecting pipes of bars (Krasnoyarskaya hydroelectric power plant)

ным прибором, внешним осмотром с выборочной разрубкой паяк. После запайки контакта токовой цепи производится пайка серебряным припоем ПСР-15 водосоединительных трубок, которые предварительно тщательно подгоняются к штуцерам наконечников (рис. 126). Способ пайки серебряным припоем нами рассмотрен ранее в § 5-4 п.Г.

В комплексе работ по монтажу стыковой обмотки здесь большое место занимают многократные гидравлические испытания на проходимость и плотность. Испытаниям на проходимость стержни подвергаются трижды. Вначале каждый стержень испытывается перед укладкой его в паз. Затем испытанию подвергается каждая параллельная ветвь обмотки после пайки соединительных трубок перед присоединением концов ветвей к сливному и напорному коллекторам.

Во время этих испытаний с помощью мерного сосуда и секундомера замеряется расход воды в единицу времени при неизменном давлении; вода пропускается через испытываемые элементы.

Данные испытания сравниваются с расчетными и считаются удовлетворительными, если они не отличаются от последних более чем на 10%.

Третье испытание на проходимость производится перед включением генератора в сеть в процессе опыта короткого замыкания. При этом испытании на каждой испытываемой по силе тока ступени величина тока держится постоянной до тех пор, пока во всех параллельных ветвях установится практически постоянная температура. В случае значительного отклонения в разности температур опыт прекращается и определяются места закупорок в проводниках ветви, имеющей наиболее высокую температуру.

После устранения дефекта опыт повторяется.

На плотность стержни испытываются также трижды. До укладки в паз каждый стержень испытывается в течение 3 ч давлением, в пять раз превышающим рабочее. При этом отсутствие протечек

is completed, water tubes are to be connected up by brazing with silver solder ПСР-15. This procedure must be preceded by a thorough fitting of the tubes to the pipe unions of the lugs (Fig. 126). The procedure of brazing with silver solder has been already discussed under Section 5-4, Subsection D.

The installation of the butting winding involves multiple hydraulic tests for clogging and tightness. The conductors are given a triple test for clogging. Each conductor is first tested prior to being placed in the slot. Then each parallel path of the winding is tested after the connecting tubes are soldered up while the ends of the paths are not yet connected to the drain and pressure collectors.

During these tests the water flow rate per time unit through the elements under test is to be measured with the aid of a measuring vessel and a stopwatch at a constant pressure.

The data obtained are to be compared with design values and may be considered as adequate if the difference does not exceed 10%.

The third test for clogging is to be conducted prior to connecting the generator to supply mains, in the course of a trial run under short-circuit conditions. During this test, the current on each step being tested should be maintained constant until a steady state temperature is settled in all the parallel circuits. If a great difference in temperatures is detected, the test shall be ceased and the clogged conductor of the hot-test circuit located.

The test is to be resumed upon the elimination of the trouble.

A triple test is likewise required to check the conductors for tightness. Each conductor is to be given a 3-hour test with a pressure five-times higher than the working pressure prior to being placed in the slot.

контролируется визуальным осмотром наконечника стержня и наблюдением за манометром, который при хорошем состоянии стержня и головки должен показывать неизменность давления после его поднятия до испытываемого значения.

Второму трехчасовому испытанию на плотность давлением, в два раза больше рабочего, стержни подвергаются в составе параллельных ветвей после пайки водосоединительных трубок до присоединения к коллекторам. Контроль в этом случае осуществляется аналогичным способом, что и при испытании стержней перед укладкой в пазы.

Окончательное испытание на плотность производится после соединения обмотки рукавами с напорными и сливными коллекторами и присоединения ко всей циркуляционной системе охлаждающей воды при открытых для осмотра головках.

Это испытание проводится в течение 100 ч при температуре воды в обмотке равной 70—80°C и давлении, максимально создаваемом циркуляционными насосами (порядка 7 кгс/см²). При этом испытании вода подкрашивается специальным красителем. Контролируется это путем 4-кратного осмотра в процессе 100-часового цикла испытания мест вероятных протечек, которые предварительно покрываются меловым раствором. Если в соединениях имеется какая-либо неплотность, то в этих местах появляются небольшие пятна (диаметром до 5 мм). При обнаружении неплотности вода из обмотки удаляется и дефектное место запаивается. Затем испытание возобновляется.

После ликвидации последнего места протечки цикл испытания сокращается до 12—15 ч.

Для поддержания в системе температуры воды, равной 70—80°C, здесь требуются весьма мощные нагревательные элементы. Так, на Красноярской ГЭС для этих целей были установлены в расширительном баке нагревательные элементы общей мощностью около 400 кВт, электрокалориферы по трассе общей мощностью 250 кВт и, кроме этого, в обмотку статора подавался постоянный ток силой в 2000 А при напряжении 30 В.

Статор при этом тщательно укрывался брезентом.

Г. УСТАНОВКА ДАТЧИКОВ ТЕРМОКОНТРОЛЯ И ПРОВЕРКА ПРАВИЛЬНОСТИ ИХ ПОКАЗАНИЙ

Термометры сопротивления устанавливаются под клиньями стержней, от которых вода идет в сливной коллектор. В рассматриваемом типе обмотки роль термоконтроля весьма ответственная, так как только по величинам термосопротивлений можно судить о температуре дистиллированной воды в той или иной ветви обмотки, которая в свою очередь характеризует интенсивность циркуляции воды в этой ветви.

In the process, the conductor is to be checked for leakage by visual examination of the lug and by observing the pressure gauge. A conductor and a head in good condition can be recognized by constant readings of the pressure gauge at a pressure raised to the test value.

The second 3-hour test of conductors for tightness is to be carried out at a pressure two times higher than the working pressure. The conductors are connected into parallel circuits and the water tubes are joined together by brazing but not yet connected to the collectors. The test procedure is the same as with conductors not yet placed in the slots.

A final test is to be made after the winding is connected via pipe unions to the drain and pressure collectors, and the generator is connected to the entire circulating water system, with the heads exposed for examination.

This test is to be conducted for 100 hours at a water temperature within the winding from 70 to 80°C and a maximum pressure afforded by the circulating pump (about 7 kgf/cm²). For this test, the water is coloured with a special dye. The points at which leakages may be expected are to be coated with a chalk solution and examined four times in the course of the 100-hour test. Poor tightness of a joint can be revealed by small stains of up to 5 mm in diameter. If this trouble is detected, the water must be drained from the winding and the defective joint soldered up. This done, the test must be resumed.

After the last leaky joint is remedied, the test is to be carried on for another 12 to 15 hours.

Heaters of a rather high power are required to maintain a water temperature of 70 or 80°C within the system. For example, on the Krasnoyarsk power plant heaters of a total power of about 400 kW were installed in the expansion tank, air heaters of a total power of 250 kW over the route, and, in addition, a d.c. supply of 2000 A, 30 V was fed to the stator winding.

In the process, the stator was thoroughly closed with a canvas cover.

D. INSTALLATION OF TEMPERATURE CONTROL TRANSMITTERS AND CHECK-UP OF THEIR READINGS

Resistance thermometers are to be installed under the wedges of conductors wherefrom water is passed to the drain collector. Thermal control is very important for the type of winding under discussion because the temperature of distilled water in a particular circuit of the winding can be determined by thermal resistances only, and the intensity of circulation of the cooling water within the particular circuit is determined by this temperature.

Проверка правильности заложения и действия датчиков, как уложенных при монтаже, так и на заводе, представляет собой весьма ответственную задачу.

Чтобы выполнить эту работу без удаления клиньев, применяют специальный прибор. Этот прибор своим приемником обнаруживает сигнал, подаваемый на выводные концы проверяемого датчика от высокочастотного генератора, находящегося в составе прибора. Если при испытании убедиться в правильности заложения датчиков и в отсутствии повреждений, то составляется соответствующий акт, и в статор можно устанавливать ротор.

Д. ИЗОЛИРОВАНИЕ ГОЛОВЕК ОБМОТКИ

Соединительные головки стержней у рассматриваемого типа обмотки изолируются так же, как и у обмотки с воздушным охлаждением (см. п.Е. § 5-4.).

Отличие состоит в том, что здесь вместо компаундной массы в коробочки заливается пористая масса, состоящая из смеси асбестового порошка и лака (рис. 127). Эта пористая масса дает возможность в случае появления протечек выпустить воду из головки через специальное, сделанное в коробочке, дренажное отверстие. Такая временная мера была принята в процессе эксплуатации гидрогенераторов Красноярской ГЭС.

Нет сомнения, что в ближайшее время технология межстержневых соединений у обмоток с непосредственным водяным охлаждением будет отработана так, что протечки будут исключены вообще.

Checking the transmitters for proper embedding both in the workshop and in the field and for their proper functioning is a very tedious and important work.

A special device is to be used to do this work without removing wedges from the slots. The receiving member of this device picks up the signal applied to the leads of the transmitter under check from a high-frequency oscillator incorporated in the device. Having made sure that the transmitters are embedded properly and have no troubles, one is to draw up an appropriate report and the rotor may be installed in the stator.

Е. INSULATION OF WINDING HEADS

The conductor heads of the windings under discussion are to be insulated proceeding in the same manner as with air-cooled windings (see Section 5-4, Subsection F).

The only difference is that the boxes are filled with a foam compound composed of asbestos powder mixed with varnish (Fig. 127). This foam compound makes it possible to discharge water from the boxes through special drain holes in the event of leaky joints. Such a temporary measure has been taken in the course of operation of the Krasnoyarsk power plant generators.

Generally speaking, the technology of jointing the conductors of a direct water-cooled winding is sure to reach such a state of development within the nearest future that any leakage will be excluded at all.

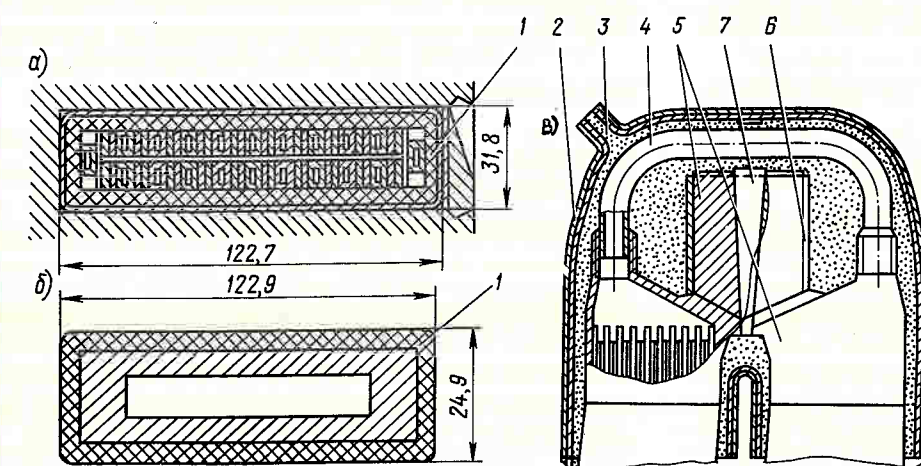


Рис. 127. Элементы обмотки статора с системой непосредственного водяного охлаждения:

а — поперечное сечение стержня; б — поперечное сечение шины; в — соединение стержней
1 — компаундированная изоляция; 2 — коробка изоляционная; 3 — пористая масса; 4 — водосоединительная трубка; 5 — наконечники; 6 — хомут; 7 — клин

Fig. 127. Elements of stator winding using direct water cooling system:

а — cross-sectional area of bar; б — cross-sectional area of bus; в — connection of bars
1 — compounded insulation; 2 — insulating cell; 3 — porous mass; 4 — water connecting pipe; 5 — lugs; 6 — clip; 7 — wedge

Е. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ СУШКИ И ИСПЫТАНИЯ ОБМОТОК С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ВОДЯНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Сушка обмотки с непосредственным водяным охлаждением может производиться любым из способов, рассмотренных в § 5-5. Здесь в целях предохранения обмотки от повреждений паром, образованным за счет кипения оставшейся после слива воды, по окончании испытаний оставляют несколько открытых сверху отверстий в местах присоединения рукавов на шинах выводов статора.

Замер изоляции перед началом сушки производят при отсоединенных коллекторах от трубопроводов системы циркуляции, которая заземлена.

После окончания сушки производится испытание электрической прочности изоляции обмотки. Для этого перед испытанием собирается вся циркуляционная система и изоляция испытывается при циркуляции в обмотке воды, имеющей удельное сопротивление не менее 30 кОм/см³.

Монтаж шин в этом типе обмотки также представляет собой весьма трудоемкую работу.

Все работы по предварительной сборке шин, сварке их отдельных элементов, гидравлическому испытанию и изолированию лучше проводить на какой-либо площадке, а не на статоре, с тем чтобы не мешать работающим по монтажу стержней статора. Непосредственно на статоре рекомендуется производить только монтаж укрупненных на площадке элементов и гидравлическое испытание полностью собранных шин.

Работы по сварке, изолированию и креплению элементов шин не представляют какой-либо сложности.

Монтаж элементов системы охлаждения обмоток имеет лишь те особенности, что при монтаже никоим образом не допускается даже ничтожное количество грязи и окислы либо других посторонних частиц во внутренних каналах всей этой системы.

Поэтому система после монтажа должна быть исключительно тщательно прочищена и промыта. Все элементы системы также испытываются на плотность и проходимость водой при задаваемом испытательном давлении в системе.

5-7. РОТОРЫ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

А. КОНСТРУКЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ

Ротор гидрогенератора — наиболее массивный вращающийся узел гидроагрегата — состоит из вала, остова с ободом и располагаемых по периферии этого обода полюсов. Диаметр обода и масса его вместе с полюсами — главные составляющие при определении махового момента ротора агрегата (GD^2).

Вал ротора. Вал ротора, или вал гидрогенератора, в агрегате является продолжением вала гидротурбины. Сцентрированные и спаренные, они представляют собой единый вал ротора всего агрегата. Есть также конструкции гидроагрегатов с

F. SOME PECULIARITIES OF DRYING-OUT AND TESTING DIRECT WATER-COOLED WINDING

The direct water-cooled winding may be dried out by any of the desired methods described under Section 5-5. It should be borne in mind, however, that some top holes at the points of connection of pipe unions to the terminal busbars of the stator winding must be left open after the tests are completed so as to prevent damage to the winding that may be otherwise caused by vapour formed as a result of remaining boiling water.

Prior to starting the dry-out procedure, the insulation resistance is to be measured with the collectors disconnected from the pipelines of the grounded circulating system.

After the drying procedure is over, the winding insulation shall be subjected to a high-voltage test. To this end, the entire circulating system is to be set up and the insulation is to be tested while the winding conductors pass circulating water having a resistivity of at least 30 kOhms per cu.cm.

Installation of busbars on this type of windings is also a hard work.

It is good practice to carry out all jobs on the pre-assembly of busbars, welding of separate components, hydraulic tests, and insulation on an assembly floor rather than on the stator so as not to be in the way of those who are engaged in the installation of the stator conductors. Only pre-assembled elements are recommended to be connected up on the stator and hydraulic tests are better to be given thereon to fully assembled busbars.

Welding, insulation, and fixation of busbar components present no particular difficulty.

An important requirement that must be strictly complied with in the installation of the cooling system is that the internal surfaces of all the cooling ducts incorporated in the system must be absolutely free of dirt, scale, and miscellaneous foreign bodies.

That is why the system must be cleaned and flushed with particular care after installation. All the components of the system must be tested for tightness and clogging with water at the specified pressure maintained in the system.

5-7. HYDROGENERATOR ROTORS

A. MECHANICAL DESIGN AND APPLICATION

The hydrogenerator rotor is the heaviest rotating part of the hydropower unit. It consists of a shaft, a spider with a rim, and poles arranged over the periphery of the rim. The rim diameter and mass, including the poles, are the main components determining the flywheel torque of the rotor (GD^2).

Rotor shaft. The rotor shaft or the generator shaft is the continuation of the hydraulic turbine shaft. When coupled and aligned, the both make up a single rotor shaft of the entire unit. Some units are designed with a turbine and a generator mounted on a common shaft.

одним общим валом, который одновременно служит валом турбины и генератора.

Конструкции валов гидрогенераторов и требования, которые к ним предъявляются при проектировании, аналогичны рассмотренным в п.Г § 4-10.

Отличительная особенность валов гидрогенераторов заключается в том, что у них вместо двух расположенных по концам фланцев, как это имеет место у гидротурбинных валов, фланец обычно делается только на одном конце. В другом же торце для укрепления надставки вала предусматриваются резьбовые отверстия. Кроме того, у валов гидрогенераторов имеются посадочные шейки со шпоночной канавкой или без нее, на которые производится плотная или горячая посадка совмещенных в одном элементе или сделанных отдельно втулок подпятника и ротора.

Остов и обод ротора. Остров ротора состоит из центральной части в виде втулки или другой конструкции, сопрягаемой с валом, и промежуточных элементов в виде спиц, дисков и других деталей, посредством которых эта центральная часть сопрягается с ободом. У небольших быстроходных гидрогенераторов все эти три звена: центральная часть, промежуточные элементы и обод ротора — обычно представляют собой нераздельную конструкцию в виде цилиндра из набора тонких или толстых дисков, насаживаемых непосредственно на вал (рис. 128).

В наиболее распространенных конструкциях крупных гидрогенераторов остов состоит из центральной части — роторной втулки и спиц, которые к ней прикреплены болтами через диски или вертикальные плиты (рис. 129). Ободом ротора в таких конструкциях обычно служит стальное кольцо, набранное из отдельных сегментов толщиной 3—6 мм, опрессованных при сборке и закрепленных равномерно распределенными по кольцу стяжными шпильками.

Есть и другие, менее распространенные конструкции относительно небольших роторов, у которых втулка и спицы ротора представляют собой

Typical constructions of the hydrogenerator shafts and requirements to be met in designing them are set forth under Section 4-10, Subsection D.

The hydrogenerator shafts are characterized in that instead of flanges provided on both the ends, as in the case with hydraulic turbine shafts, they usually have a flange on one end only. The other end is provided with a threaded hole for fastening an extension piece to the shaft. The hydrogenerator shafts also have locating journals with or without keyways for locational interference or force fitting of the thrust bearing collar and the rotor hub either separately or as an integral unit.

The rotor spider and rim. The rotor spider consists of a central part in the form of a hub or any other structure that is coupled with the shaft, and intermediate members, such as spokes, disks, and other elements that join the central part with the rim. In most small high-speed hydrogenerators all the three members, that is, the central part, the intermediate components, and the rotor rim, make up an integral unit in the form of a cylinder that is stacked up of thin or thick disks fitted directly onto the shaft (Fig. 128).

The spider of most typical large hydrogenerators consists of a central part in the form of a rotor hub, and spokes that are bolted to it through disks or vertical plates (Fig. 129). The rotor rim in such constructions is usually a steel ring stacked up of separate segments, 3 to 6 mm thick, that are compressed during assembly and fixed in position with clamping studs which are uniformly spaced over the ring.

There are also miscellaneous less typical constructions of relatively small rotors in which the rotor hub and spokes make up a welded or cast integral unit or

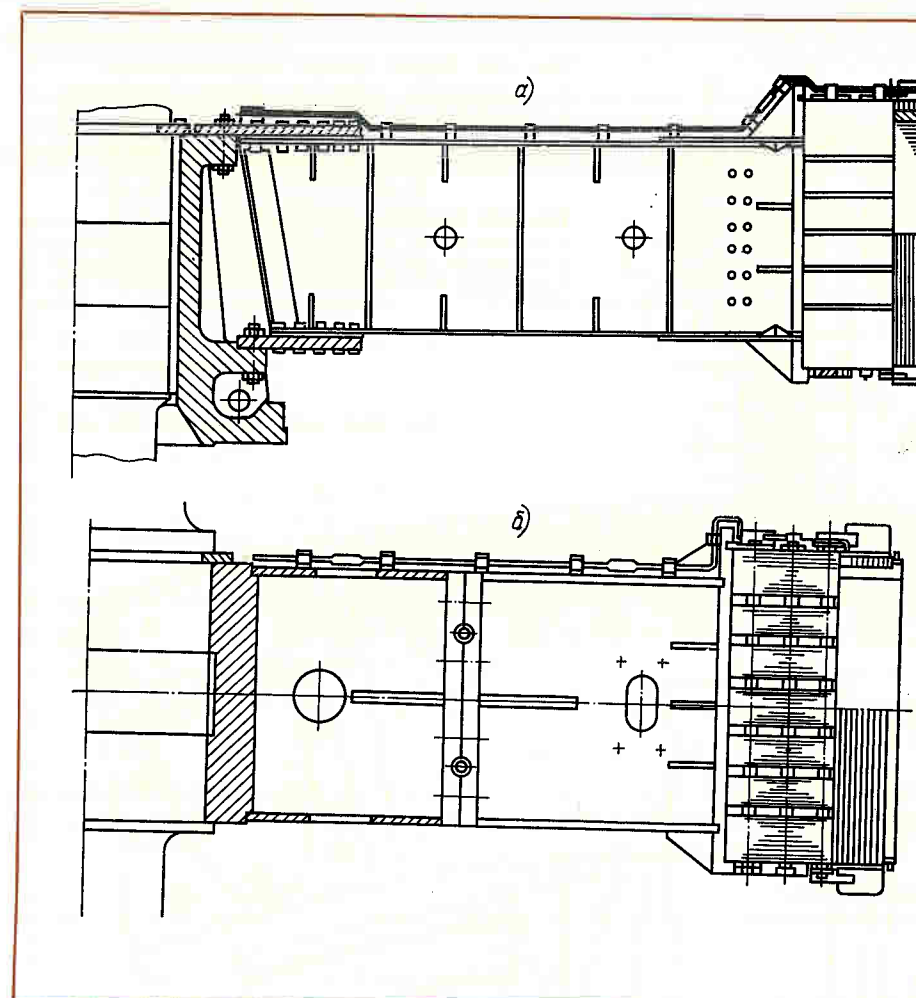


Рис. 129. Остов ротора:

а — с креплением спиц к втулке при помощи дисков и припасованных конусных шпилек (зонтичный тип гидрогенераторов); б — с креплением спиц к втулке с помощью радиальных болтов (подвесной тип гидрогенераторов)

Fig. 129. Rotor spider:

а — with bracing of arms to hub with disks and precisely fitted conical studs (umbrella-type hydrogenerators); б — with attachment of arms to hub with radial bolts (overhung hydrogenerator)

сварную или литую цельную конструкцию либо конструкцию, соединяемую из двух половин бандажами.

Обод шихтованного ротора состоит из нескольких пакетов, набранных из штампованных сегментов толщиной 3—4 мм. Он собирается так, чтобы стыки сегментов каждого слоя смещались по окружности на половину полюсного деления, что повышает использование сечения обода.

В стыках между сегментами делается зазор для циркуляции вентилирующего воздуха. Между пакетами устраиваются вентиляционные каналы, образуемые установкой вентиляционных распорок. В роторах с форсированным охлаждением обмотки на наружном диаметре обода делаются продольные каналы количеством, равным двойному числу полюсов. Через эти каналы направляется воздух, поступающий из радиальных вентиляционных каналов обода в зазор между обмоткой и сердечниками полюсов.

Полюсы роторов. Полюсы роторов гидрогенераторов (рис. 130) содержат сердечники 8, обмотку возбуждения 2 и изоляцию 9, которая изолирует сердечник от обмотки и витки обмотки друг от друга. Кроме того, у большинства гидрогенераторов в полюсах еще располагается успокоительная обмотка 3.

a structure composed of two halves braced together by means of banding rings.

The rim of a laminated rotor consists of a number of stacks built up of stamped segments, 3 or 4 mm thick. The rim is assembled so that the butt ends of the segments of each layer are joined with a half the pole pitch displacement over the circumference to provide for better utilization of the rim sectional area.

A gap is provided at the joints between the segments to provide for the circulation of cooling air. Cooling ducts are made between the stacks by fitting special distance pieces. Where the rotor winding uses forced air cooling, longitudinal cooling ducts are made on the outer surface of the rim, the number of ducts being twice as that of the poles. These ducts pass the air delivered from the radial ducts of the rim to the gap between the winding and the pole cores.

Rotor poles. The rotor poles (Fig. 130) consist of core 8, field coil 2, and insulation 9 that is inserted between the core and the coil as well as between the coil turns. Most hydrogenerators have also damping winding 3 mounted on the poles.

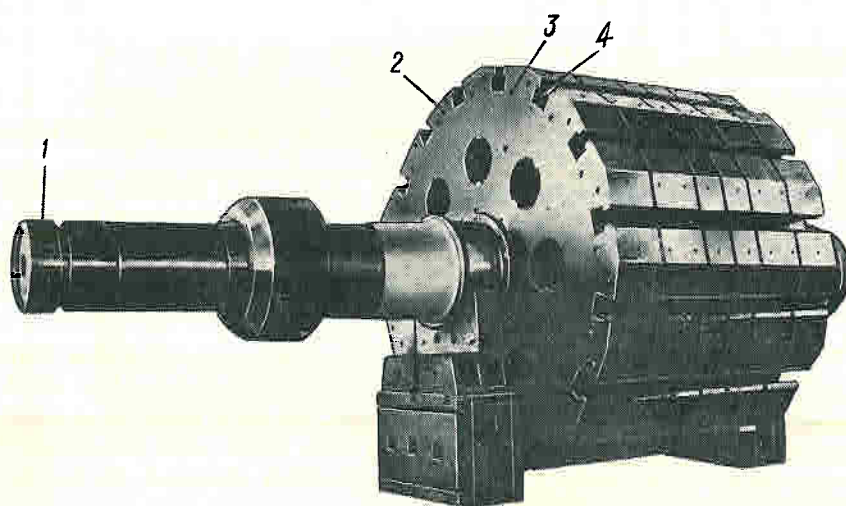


Рис. 128. Дисковый ротор, сделанный в одно целое с ободом:

1 — вал; 2 — обод; 3 — отверстие для крепления клиньев; 4 — паз под хвостовик колеса

Fig. 128. Disk rotor made integral with the rim:

1 — shaft; 2 — rim; 3 — hole for bracing wedges; 4 — slot for runner shank

тания прямолинейных и закругленных полос асбестотекстолита. В гидрогенераторах прежних конструкций эту изоляцию делали из micafolia и асбеста, накладываемых на сердечник на клеющем лаке; каждый слой изоляции подвергали горячей утюжке, опрессовке и сушке в печи.

Полюсы ротора с форсированным охлаждением обмотки делаются так, чтобы охлаждающий воздух, пройдя по вентиляционным каналам обода ротора, мог сравнительно свободно проходить по каналам между витками обмотки, а также между катушкой и сердечником.

Каналы между витками, как показал опыт, наиболее целесообразно делать поперек меди витков. Такая система каналов обеспечивается за счет установки изоляционных распорок между витками катушки и дистанционных клиньев между сердечником и катушкой полюса (рис. 133).

Каналы между витками можно сделать и за счет применения меди специального профиля, с заранее прокатанными углублениями.

В полюсах с непосредственным водяным охлаждением обмотка делается из трубчатой меди специального профиля. По этим трубкам циркулирует дистиллированная вода, охлаждаемая в специальных теплообменниках. Такая обмотка обычно соединяется так, что в катушке образуется несколько параллельных ветвей по водяной цепи. Это диктуется тем, что при последовательном соединении не всегда можно обеспечить пропуск необходимого количества охлаждаемой воды.

Успокоительная обмотка представляет собой уложенные в пазах по периферии полюсов медные голые стержни, концы которых на каждой стороне полюса соединены между собой с помощью медных шин 4 (рис. 130). Различают полную или неполную успокоительную обмотку: у полной обмотки стержни всех полюсов с помощью шин соединены между собой, у неполной полудугами соединены только стержни каждого полюса. В гидрогенераторах, как правило, применяют полную обмотку, так как она обладает лучшими электрическими характеристиками.

Успокоительная обмотка имеет довольно разностороннее значение при эксплуатации гидрогенераторов и энергосистем. Так, например, она предотвращает вынужденные качания, вызванные некоторыми пульсирующими действиями движущего момента гидротурбины, и подавляет колебания, возникающие из-за толчков при коротких замыканиях и переключениях. Кроме того, она обеспечивает создание дополнительного момента при синхронизации гидрогенераторов, что очень важно при автоматической синхронизации, особенно при синхронизации с большим расхождением по фазе или скорости вращения, способствует облегчению обратного вхождения в синхронизм после выпадения гидрогенератора из синхронизма вследствие короткого замыкания.

Положительное влияние успокоительной обмотки сказывается и в других действиях.

hard troughs composed of a combination of straight and rounded-off asbestos-textolite strips. In hydrogenerators of old makes this insulation was made of micafolium and asbestos applied to the core with adhesive varnish. Each layer of insulation was ironed, moulded, and baked in an oven.

The poles of a forced air cooled rotor are made so that cooling air can easily enter the interturn ducts and those between the coil and core upon leaving the cooling ducts on the rotor rim.

Experience has shown that it is most reasonable to arrange interturn cooling ducts perpendicular to the coil turns. These ducts are provided by fitting insulating distance pieces between the coil turns and distance wedges between the coil and core (Fig. 133).

Interturn ducts can be also obtained by using specially shaped copper strips with preformed recesses.

Direct water-cooled field coils are wound of specially shaped copper tubes. These tubes pass circulating distilled water that is cooled in special heat exchangers. Such a coil is usually so connected that several cooling circuits are formed. This is required because the desired amount of cooling water cannot be sometimes passed through series-connected conductors.

The damping winding consists of bare copper bars accommodated in the slots over the periphery of the poles, the ends of the bars on each pole side being interconnected with copper busbars 4 (Fig. 130). There may be a complete or an incomplete damping winding. A complete damping winding has the bars of all the poles interconnected with the aid of busbars while the bars of an incomplete winding are interconnected in a semi-arc manner on each separate pole. Hydrogenerators usually employ a complete winding as it has better electrical characteristics.

The damping winding takes a great part in the improvement of the hydrogenerator and power system performance. For instance, it prevents emergency hunting caused by pulsatory actions of the hydraulic turbine running torque, damps oscillations due to inrush currents appearing in the event of short circuits and at switch-over operations, etc. Moreover, it affords an additional torque in synchronizing the hydrogenerators which is essential in the case of automatic synchronization, especially when there are great differences in phase or speed, facilitates pulling the generator back in step upon clearing a short circuit.

Favourable actions of the damping winding show up in many other respects.

В. НАСАДКА ВТУЛКИ РОТОРА НА ВАЛ

Втулка ротора, которая в зонтичном типе гидрогенераторов служит одновременно и втулкой подпятника, а в некоторых конструкциях совмещена с остовом и ободом ротора, надевается на вал в горячем состоянии. Она фиксируется от осевого и вращательного движения по валу полученным при горячей посадке натягом и устанавливаемыми кольцевой и продольной шпонками. В конструкциях без продольных шпонок вращательному движению по валу препятствует только натяг от горячей посадки, который в этом случае задает несколько большим.

Для посадки любой конструкции втулки ротора на вал выполняют следующее.

На монтажной площадке или вблизи от нее в зоне действия основного крана машинного зала устраивают яму с бетонным фундаментом и анкерными болтами, расположенными в плане в соответствии с отверстиями на фланце вала генератора. Над фундаментом устанавливают на анкерах нетолстую металлическую плиту, габаритами несколько превосходящую диаметр фланца вала. Болты рассчитывают на вырывающее усилие, равное грузоподъемности крана, с помощью которого будут насаживать втулку, с тем чтобы в случае заедания при посадке краном втулку можно было сдернуть с вала. Глубину ямы определяют возможностью проноса над валом втулки ротора, а отметку верхней части бетона рассчитывают так, чтобы она позволила установить под опорной частью втулки гидродомкраты, которые могут быть применены в качестве резерва при снятии втулки с вала в случае заедания. В эту яму на металлическую плиту устанавливают строго в вертикальное положение вал генератора, притягивая его к фундаменту гайками. Вертикальное положение регулируют за счет подкладок между фланцем и плитой и проверяют с помощью уровня, помещенного на торце вала. Затем втулку ротора ставят на металлические тумбы в специальный шатер для нагрева, который должен удовлетворять условиям пожарной безопасности. При этом проверяют одновременно на валу и втулке посадочные места; соответствие размеров шпонки и канавки под нее, высоту посадочной части на втулке и валу и относительные размеры диаметров посадочных мест. Диаметр посадочных поясов на валу и втулке проверяют изготовленными на месте соответственно скобой и штихмассом с встроенными в них микрометрическими головками. Данные замеров сопоставляют, измеряя этой же скобой штихмасс, установленный по диаметру расточки посадочного пояса.

После определения величины фактического натяга втулки определяют необходимую температуру нагрева, обеспечивающую свободную посадку без

В. FITTING THE ROTOR HUB ON THE SHAFT

The rotor hub, which also functions in umbrella-types as the thrust bearing collar, and in some constructions is built integral with the rotor spider and rim, is fitted on the shaft while hot. Its axial and radial displacement is prevented due to a negative allowance set up during the force fit. In addition, it is held in position with the aid of a circular and a longitudinal keys. Where a longitudinal key is not provided, the rotational motion is prevented by negative allowance due to the force fit, in which case this negative allowance is selected of a higher value.

Irrespective of the rotor hub construction, the following procedures are required for fitting it on the shaft.

A pit with a concrete foundation and anchor bolts arranged in plan according to the holes on the generator shaft flange shall be made on the assembly flow or on a nearby site within the reach of the main crane of the turbine house. A thin metal plate of a size slightly greater than that of the shaft flange is to be mounted on the anchor bolts above the foundation. The bolts must be designed to take equalizing forces equal to the lifting capacity of the crane to be used for fitting the hub on the shaft so that in the event of a seizure the hub could be pulled off the shaft. The pit must be deep enough to carry the hub over the shaft and the elevation of the concrete foundation top is to be designed so that hydraulic jacks could be mounted under the bearing surface of the hub. Hydraulic jacks will be required as stand-by facilities that can be used for pulling the hub off the shaft in the event of seizure. The generator shaft is to be mounted in the pit on the metal plate in a strictly vertical position and tightened up on the foundation with nuts. The vertical position is to be adjusted with the aid of shims placed between the flange and the plate and is checked against a level installed on the shaft end. Then the rotor hub is to be mounted on metal posts in a special tent which must comply with fire safety standards. In the action, the fitting places on the shaft and hub are to be checked for condition, the size of the key for compliance with that of the keyway, the fitting surface on the shaft and hub for height, the fitting places for relative diameters. The diameter of mounting belts on the shaft and on the hub is to be checked with the aid of a U-shaped frame and a pin gauge, respectively, that are to be made on site and incorporate micrometer heads. The data obtained are to be compared while measuring the pin gauge mounted along the diameter of the mounting belt bore with the aid of the same U-shaped frame.

After the actual negative allowance of the hub has been determined, it is required to determine the temperature to which the hub must be heated so that

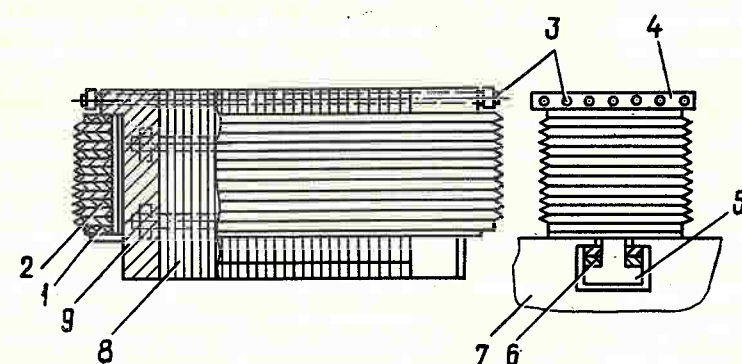


Рис. 130. Полос ротора гидрогенератора:
1 — изоляционная шайба; 2 — обмотка возбуждения;
3 — успокоительная обмотка; 4 — соединительная шина
успокоительной обмотки; 5 — хвостик полюса; 6 — пар-
ные встречные клинья; 7 — обод ротора; 8 — сердечник;
9 — изоляция сердечника

Fig. 130. Generator rotor pole:
1 — insulating disk; 2 — field winding; 3 — damping winding;
4 — connecting bus of damping winding; 5 — pole tongue;
6 — opposing pairs of wedges; 7 — rotor rim; 8 — core; 9 —
core insulation

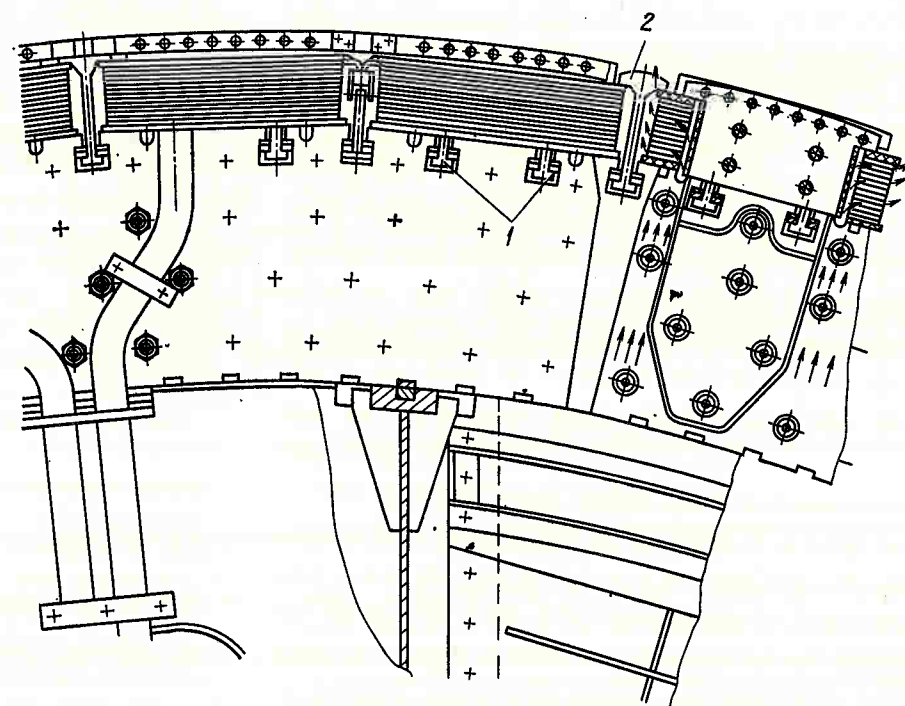


Рис. 131. Полоса ротора с двумя хвостиками (1) и со специальным дополнительным креплением обмотки (2)

Fig. 131. Rotor poles with two tongues (1) and with special additional bracing of winding (2)

Сердечник полюса изготовляют из набора тонких штампованных листов низкремнистой или обыкновенной низкоуглеродистой стали, спрессованной и стянутой болтами в монолитный массив. С одной стороны сердечника имеются один или два хвостика Т-образной формы, посредством которых полюс крепится к ободу ротора (рис. 130 и 131). Крепление производится путем забивки между опорными плоскостями на хвостике и в пазу обода парных встречных клиньев 6 с конусностью 1:200. На небольших гидрогенераторах иногда полюсы крепят к ободу ротора с помощью болтов.

Иностранные фирмы иногда делают полюсы с массивными литыми или кованными полюсными башмаками, что позволяет отказываться от демпферной обмотки, так как демпфирующие токи замыкаются в самом башмаке. В этом случае поперечная демпфирующая система образуется соединением между башмаками полюсов.

The pole core is assembled of thin stampings fabricated from low-silicon or standard low-carbon steel. The stampings are compressed and bolted together to form a solid structure. The core mounts on one end one or two T-shaped shanks through which the pole is secured to the rotor rim (Figs 130 and 131). The desired tightness of the joint is usually obtained by driving opposing paired wedges 6 with a taper of 1:200 between the bearing surfaces on the shank and in the rim slot. The poles of small generators are sometimes secured to the rim by means of bolts.

Foreign manufacturers sometimes make poles with heavy cast or forged pole shoes which makes it possible to dispense with a damping winding as damping currents close through the pole shoes proper. In such a

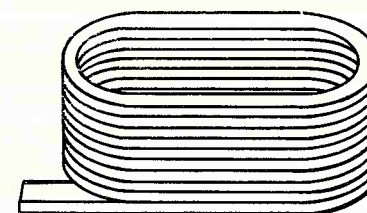


Рис. 132. Катужка полюса ротора гидрогенератора

Fig. 132. Generator rotor field coil

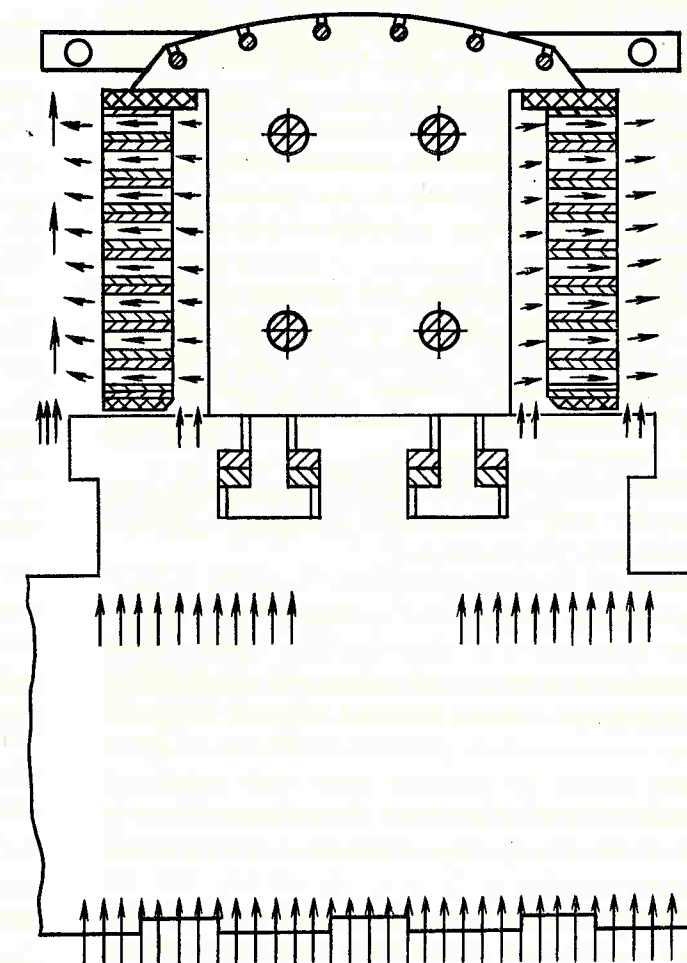


Рис. 133. Полос с форсированным воздушным охлаждением обмотки

Fig. 133. Pole with forced air cooling of winding

Однако следует отметить, что массивные полюсы имеют также и ряд недостатков, к которым относятся: меньшая их механическая прочность, повышенные поверхностные потери, особенно при малых зазорах, и сравнительно высокая стоимость изготовления.

Обмотка возбуждения представляет собой катушку, навитую на сердечник из голой плоской меди специального профиля (рис. 132). Между отдельными витками катушки на клеющем лаке кладут соответствующие слои асбестовой изоляции. Кроме того, для выравнивания толщины меди на углах по внешнему радиусу меди кладут еще дополнительные слои этой изоляции. Чтобы усилить эффект охлаждения катушек, иногда применяют медь такого профиля, который имеет увеличенную поверхность охлаждения (рис. 130). В современных конструкциях гидрогенераторов большей частью применяют твердую гильзовую изоляцию сердечника из соче-

construction the cross-field damping system is formed by interconnecting the pole shoes.

It should be pointed out, however, that solid poles are not deprived of certain shortcomings, such as, lower mechanical strength, higher surface losses, especially at small gaps, and a relatively high cost.

The field coil consists of a specially shaped bare copper strip wound on the core (Fig. 132). The interturn insulation is made of asbestos sheets set on an adhesive varnish between separate turns. Additional layers of this insulation are placed over the copper winding to round out the corners. Sometimes copper strips are selected of such a shape that they have an enlarged cooling surface so as to provide for more efficient cooling of the coils. (Fig. 130). Most modern hydrogenerators use core insulation in the form of

риска заедания втулки на валу. Температуру нагрева задают такой, чтобы в конце посадки втулки на вал обеспечивался диаметральный зазор между посадочными поясами на валу и втулке не менее 1 мм на каждые 1000 мм диаметра посадочного места, считая по поясу с наибольшим натягом.

При подсчете температуры нагрева следует иметь в виду, что повышение температуры на 100°C увеличивает диаметр втулки на 1,12 мм на каждые 1000 мм. Практически температура нагрева втулок находится обычно в пределах 150—220°C в зависимости от величины натяга и окружающей температуры среды, в которой помещен вал. Втулку нагревают обычно методом магнитных потерь в железе, для чего на нее наматывают необходимое количество витков провода требуемого сечения. Иногда это сочетают с установкой внутри втулки либо вокруг нее одной или нескольких электрических печей сопротивления, хотя в принципе можно обходиться и без них.

В связи со сложностью конфигурации втулок теоретически точно рассчитать обмотку не представляется возможным, поэтому для определения количества витков, сечения провода и других величин могут быть использованы практические данные, приведенные в табл. 12. Пользоваться этой таблицей следует совместно с рис. 134.

it can be easily fitted onto the shaft without seizure. The heating temperature is to be adjusted so that by the end of fitting the hub on the shaft a diametral clearance of at least 1 mm per every 1000 mm of the fitting surface diameter were obtained between the mounting belts on the shaft and on the hub, as referred to the belt where interference is the greatest.

In calculating the heating temperature, it should be borne in mind that every rise of temperature by 100°C increases the hub diameter by 1.12 mm per every 1000 mm. As a rule, the heating temperature for the hubs is selected between 150 and 220°C depending on the desired negative allowance and the ambient temperature about the shaft. The hub is to be heated using the standard iron loss method. To this end, a few turns of wire of the required sectional area are wound on the hub. Sometimes, one or more resistance furnaces are placed in addition inside or outside the hub, though these additional facilities can be easily dispensed with.

Since the hubs are of a rather complicated shape, a theoretically accurate calculation of the winding is impossible. For the purpose, use can be made of data obtained by experience to determine the required number of turns, cross-sectional area of conductors, and other characteristics. These data are presented in Table 12. When using this table, reference should be made to Fig. 134.

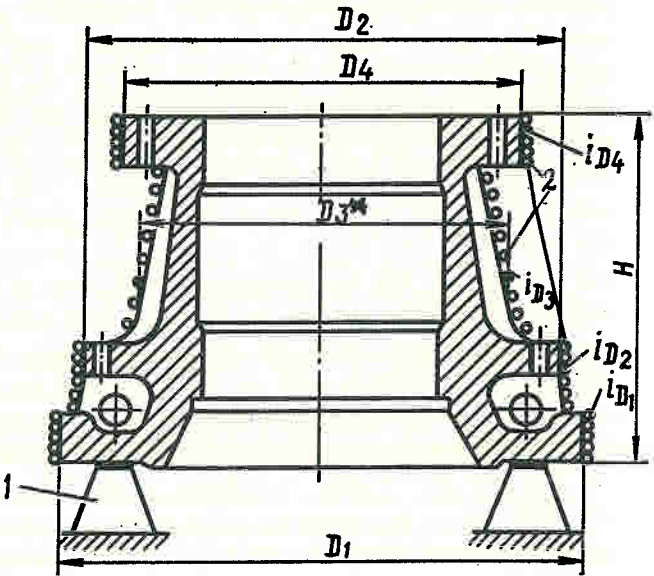


Рис. 134. Втулка ротора (подпятника) с намотанными витками провода для нагрева перед посадкой на вал:
1 — опорные трубы; 2 — витки провода
* — средний

Fig. 134. Rotor (thrust bearing) hub with wound turns of wire for heating before fitting on the shaft:
1 — support tubes; 2 — wire turns;
* — average

Таблица 12

ОПЫТНЫЕ ДАННЫЕ НАГРЕВА ВТУЛОК РОТОРА (ПОДПЯТНИКА)

Сечение проводника, мм²	Общая длина проводника из меди, м	Диаметр втулки в соответствующем сечении, мм				Общая высота втулки, мм	Общая масса втулки, кг	Число витков, намотанных на соответствующих сечениях				Сила тока, А	Напряжение, В	Температура нагрева, °C	Время нагрева, ч
		D ₁	D ₂	D ₃ ср	D ₄			iD ₁	iD ₂	iD ₃ ср	iD ₄				
50	340	3150	2840	2500	2000	2050	36000	32	—	—	12	250	220	150	36
50	360	2720	2270	1360	1920	1950	23000	18	4	27	6	280	220	170	30
75	350	3450	2730	1820	2030	2345	43000	20	10	16	6	380	60	170	30
75	380	3450	2730	1820	2030	2345	43000	8	14	31	3	350	220	150	24
75	450	3450	2740	2140	2000	2330	43000	13	10	14	6	210	220	180	30

Table 12

EXPERIMENTAL DATA FOR HEATING ROTOR HUBS (THRUST BEARING COLLARS)

Conductor cross-sectional area, mm²	Total length of copper conductor, m	Hub diameter in respective section, mm				Total height of hub, mm	Total mass of hub, kg	Number of turns wound on respective sections				Current, A	Voltage, V	Heating temperature, °C	Heating time, h
		D ₁	D ₂	D ₃ mid	D ₄			iD ₁	iD ₂	iD ₃ mid	iD ₄				
50	340	3150	2840	2500	2000	2050	36000	32	—	—	12	250	220	150	36
50	360	2720	2270	1360	1920	1950	23000	18	4	27	6	280	220	170	30
75	350	3450	2730	1820	2030	2345	43000	20	10	16	6	380	60	170	30
75	380	3450	2730	1820	2030	2345	43000	8	14	31	3	350	220	150	24
75	450	3450	2740	2140	2000	2330	43000	13	10	14	6	210	220	180	30

Ввиду того что электроизоляция наматываемого провода не выдерживает температуры, до которой нагревается втулка, между втулкой и проводниками необходимо прокладывать тепловую изоляцию, асбестовую или другую. Применять голый провод неудобно: трудно натянуть витки так, чтобы при нагреве не было межвиткового замыкания; кроме того, повышается опасность производства работ.

Нагретую до заданной температуры втулку освобождают от обмотки и, не убирая шатра, через снятую крышку застропливают по уровню к крану так, чтобы ось расточки была строго вертикальной. Затем втулку краном подносят к валу, делают контрольный замер посадочных мест и насаживают ее на вал, следя за направлением шпонки и за тем, чтобы втулка коснулась посадочного буртика на валу.

Since the conductor insulation cannot withstand the heating temperature specified for the hub, the conductors must be insulated from the latter by a heat-resistant material, such as asbestos or the like. Bare conductors are not suitable for the purpose for to wind them so that short circuits at heating were excluded is a difficult problem. Safety of working men is also a consideration that must be taken into account.

The winding is to be removed after the hub is heated to the desired temperature. Thereupon, the cover is taken off (without removing the tent) and slings are attached against the level to the hub and the crane so that the centre line of the bore is set strictly in the vertical position. Then the hub is carried by the crane to the shaft, the fitting surfaces are finally checked up, and the hub is fitted on the shaft. In the action, care shall be taken to observe the direction of the key and to see that the hub has touched the locating boss on the shaft.

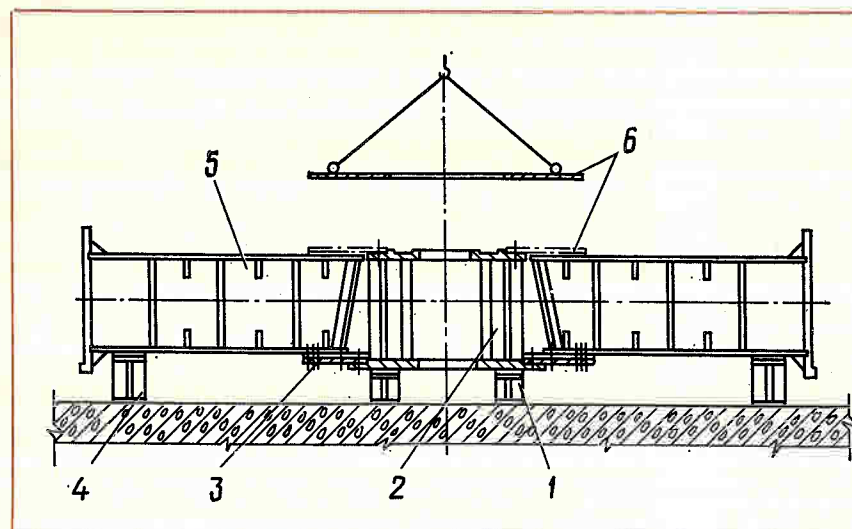


Рис. 136. Сборка остова ротора гидрогенератора зонтичного типа

Fig. 136. Assembly of rotor frame of umbrella-type hydrogenerator

обода ротора. К нижнему фланцу втулки прикрепляют временными болтами нижний диск 3 крепления спиц остова. Так как этот диск в дальнейшем служит исходной базой для сборки остова ротора, он должен находиться в строго горизонтальном положении, что выверяют с помощью уровня или нивелира, при этом в случае надобности его высотное положение регулируют прокладками между тумбами и нижним фланцем вспомогательной втулки 2.

После крепления нижнего диска к вспомогательной втулке и выверки его горизонтального положения ставят спицы 5, которые одним концом опираются на тумбы 4, а другим — на нижний диск 3. Спицы крепят к диску вначале с помощью временных стяжных шпилек (по 3—4 шпильки на каждую спицу) и фиксируют их положение относительно диска постоянными шпильками (по 2 штуки). Все остальные постоянные шпильки заводят и затягивают после установки и крепления временными шпильками верхнего диска 6.

Окончательно все верхние и нижние шпильки устанавливают и затягивают одновременно по верхнему и нижнему дискам, соблюдая при этом приведенные выше правила и нормы на плотность соединений. Во избежание перекосов, вызываемых неравномерностью нагрузки на временную втулку, спицы следует ставить поочередно с противоположных сторон. Если при установке конических шпилек гладкая часть их будет выступать за диск или спицу, то шпильку следует проточить или подложить под гайку шайбу соответствующей толщины.

Чтобы сопряжение шпилек с дисками и спицами ротора было наиболее плотным, затягивать на них гайки следует вначале со стороны тонкого, а затем со стороны утолщенного конца шпильки.

Способы проверки правильности сборки, допустимые отклонения и методы исправления допущенных при изготовлении и сборке дефектов изложены выше.

used as a reference base for assembling the rotor spider, it must be positioned strictly horizontally. To this end, use shall be made of a level or a transit and its vertical position is to be adjusted by shims placed between the posts and the bottom flange of auxiliary hub 2.

After the bottom disk is fastened on the auxiliary hub and levelled off thereon, it is necessary to install spokes 5 which should rest with one end on posts 4 and with the other on bottom disk 3. The spokes are to be attached to the disk first with auxiliary studs (3 or 4 studs per spoke) and then fixed in position on the disk with permanent studs (2 studs per spoke). All the remaining permanent studs are to be driven in after upper disk 6 is mounted and secured with auxiliary studs.

All the top and bottom studs are to be finally installed and tightened up on the top and bottom disks simultaneously observing the above-given instructions for installation and specified tightness of joints. To avoid misalignment resulting from unequal thrusts on the auxiliary hub, the spokes shall be installed one after another from opposite sides. If the flat surface of a cone stud juts beyond a disk or a spoke, the stud is to be turned down or an appropriate washer is to be placed under the nut.

In order to provide a tight joint between the studs and the disks and spokes, the nuts shall be tightened up first on the thin end and then on the thick end of the stud.

The procedures of checking for proper assembly, permissible tolerances, and methods of correcting manufacturing and assembly defects have been already described above.

Г. СБОРКА И ОПРЕССОВКА ШИХТОВАННОГО ОБОДА РОТОРА

В зависимости от конструкции и габаритов роторов, а также от количества устанавливаемых на ГЭС агрегатов сборку и опрессовку стали обода ротора производят различными способами. Если габариты роторов сравнительно невелики и на ГЭС не больше 4—6 агрегатов, обод обычно собирают на домкратах или специальных металлических тумбах, а опрессовку пакетов обода выполняют с помощью временных стяжных шпилек и пневмогайковертов (рис. 137). При этом для фиксирования положения листов стали на каждый сегмент устанавливают 3—4 постоянные шпильки. Ободы более крупных роторов при большом числе агрегатов на ГЭС собирают также на домкратах или на специальных стендах. Опрессовку стали в этом случае производят при помощи заделанных в бетонном основании шпилек с балками и гайковертов (рис. 138), либо с помощью гидродомкратов на специальном стенде конструкции треста „Спецгидроэнергомонтаж“ (рис. 139). Сборку стали в двух последних случаях производят на специальных калибрах, оставляемых в ободе.

Листы стали обода опрессовывают способом, показанным на рис. 138, в несколько приемов так, чтобы высота каждого пакета была не более 500—600 мм. Способ опрессовки с помощью раскрепленных в бетонном основании шпилек (рис. 138) позволяет увеличить эту высоту до 1100—1300 мм, а внедренный на ГЭС способ опрессовки с помощью гидродомкратов (рис. 139) — производить эту операцию за один прием независимо от высоты обода ротора. При опрессовке в несколько приемов каждый опрессованный пакет перед сборкой листов последующего пакета удерживается в опрессованном состоянии специальными стяжками или же планками, приваренными снаружи и изнутри обода.

D. ASSEMBLING AND COMPRESSING A LAMINATED ROTOR RIM

The iron stacks of the rotor rim are to be assembled and compressed by different methods depending on the construction and size of the rotor and also on the number of hydropower units installed on the power plant.

With a small rotor and not more than 4 to 6 units installed on the plant, the rim is usually assembled on jacks or on special metal posts and the stacks are compressed by means of auxiliary clamping studs and pneumatic nut wrenches (Fig. 137). In the process, 3 or 4 permanent studs are installed on each segment to hold the iron stampings in position. The rims of larger rotors and on power plants containing a greater number of power units are also assembled on jacks or on special benches. Iron stampings are pressed together in this case by means of studs with bars embedded in the concrete foundation and by nut wrenches (Fig. 138) or with the aid of hydraulic jacks on a special bench designed by the "Spetzgidroenergomontazh" trust (Fig. 139). Iron stampings are assembled in the two latter cases on special formers which are then left in the rim.

The rim stampings are to be compressed using the procedure illustrated in Fig. 138 and proceeding in a few steps so that the height of each stack was not over 500 or 600 mm. If the stacks are compressed by means of studs embedded in concrete (Fig. 138) the stack height may be increased to 1100 or 1300 mm. When hydraulic jacks are used for the purpose (Fig. 139), the procedure may be completed within one step irrespective of the rim height. When compression is made in several steps, each compressed stack is to be held in position, prior to compressing the next stack, with the aid of special braces or strips welded on the inside and outside of the rim. After the rim

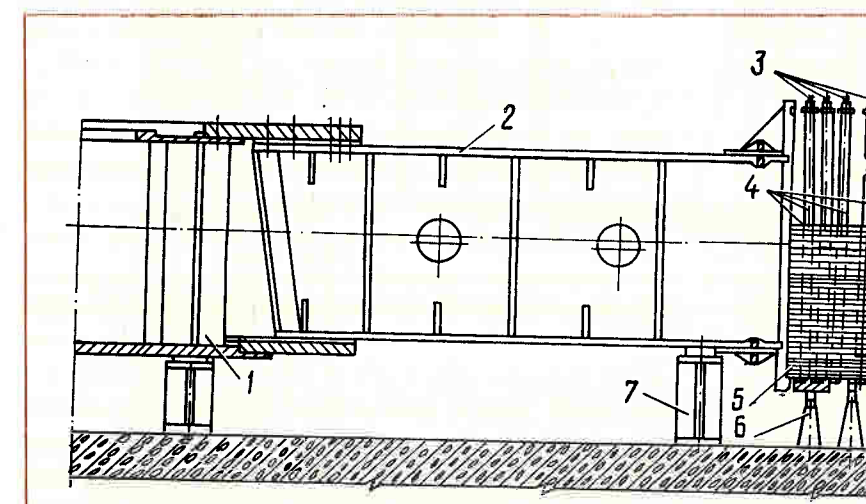


Рис. 137. Сборка обода ротора на домкратах при опрессовке временными шпильками:

1 — монтажная втулка; 2 — спицы; 3 — временные шпильки; 4 — упорные трубы; 5 — сталь обода; 6 — домкрат; 7 — опорная тумба

Fig. 137. Assembly of rotor rim on jacks when compressing with temporary studs:

1 — erection sleeve; 2 — arms; 3 — temporary studs; 4 — thrust tubes; 5 — rim iron; 6 — jack; 7 — support pedestal

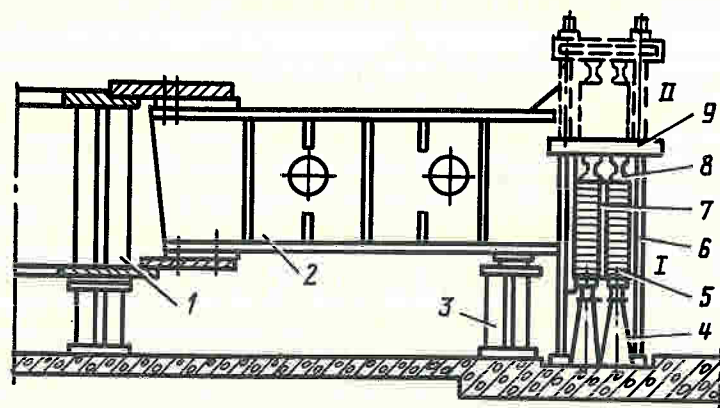


Рис. 138. Сборка обода с опрессовкой гайковертами при помощи специального опрессовочного приспособления:

1 — монтажная втулка; 2 — спицы; 3 — монтажные тумбы; 4 — домкраты; 5 — сталь обода; 6 — стяжные шпильки; 7 — фиксаторы; 8 — упорные балочки; 9 — траверса I, II — опрессовка

Fig. 138. Assembly of rim with compressing by nut drivers with the help of special compressing tool:

1 — erection sleeve; 2 — arms; 3 — erection pedestals; 4 — jacks; 5 — rim iron; 6 — clamping studs; 7 — retainers; 8 — thrust beams; 9 — cross-beam I, II — compressing

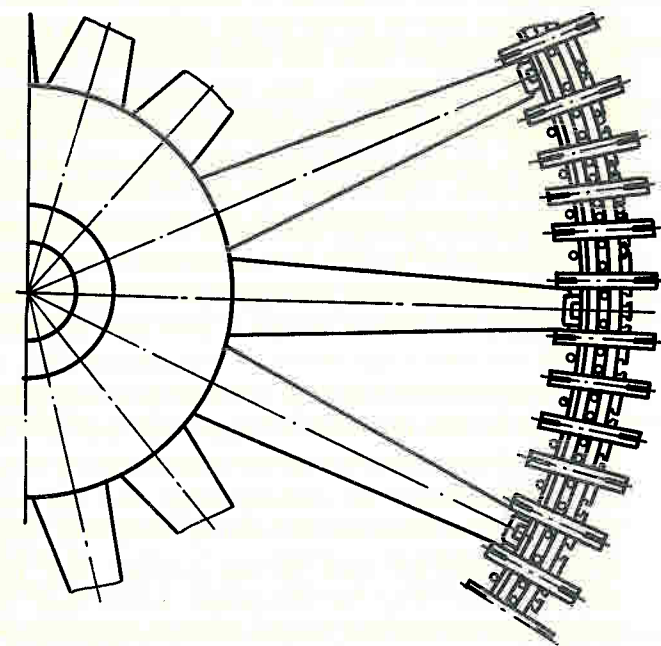
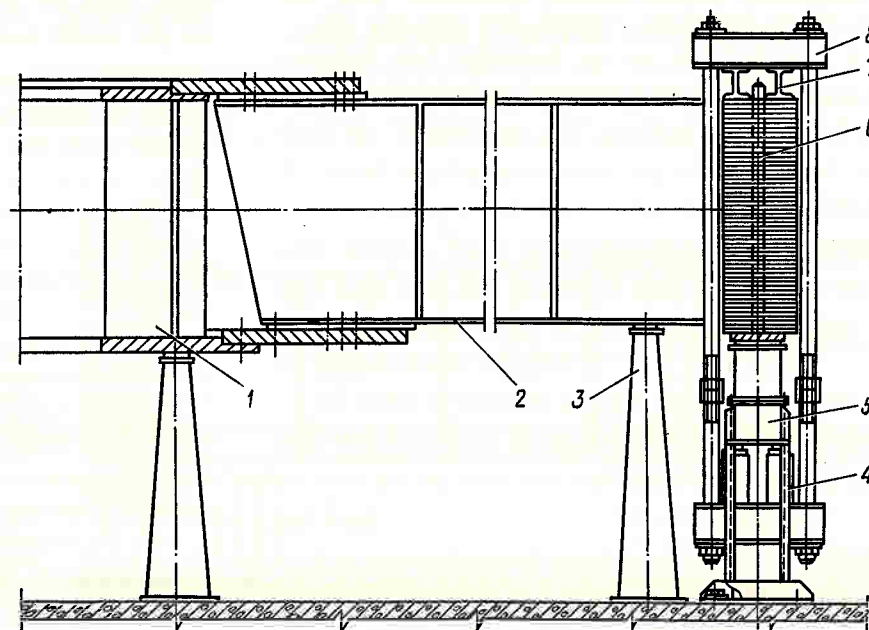


Рис. 139. Сборка обода ротора на специальном стенде с опрессовкой гидродомкратами:

1 — монтажная втулка; 2 — спицы; 3 — монтажные тумбы; 4 — гидродомкраты; 5 — опрессовочный стенд; 6 — калибры; 7 — упорные балочки; 8 — траверса

Fig. 139. Assembly of rotor rim in special rig with compressing by hydraulic jacks:

1 — erection sleeve; 2 — arms; 3 — erection pedestals; 4 — hydraulic jacks; 5 — compressing rig; 6 — gauges; 7 — thrust beams; 8 — cross-beam



После окончания сборки обода планки срубают, а места приварки зашлифовывают пневмошлифовальной машинкой.

При сборке и опрессовке стали обода необходимо выполнять следующие общие для всех способов технологические требования. Поверхность сегментов стали перед сборкой в обод надо тщательно очистить от антикоррозионных покрытий, ржавчины и заусенцев, если они остались на сегментах после штамповки. Эти работы на малоагрегатных ГЭС производят вручную или с помощью специального приспособления — переоборудованной стандартной машинки для шлифовки мозаичных полов, в которой заменяют абразив и добавляют стальные щетки. На многоагрегатных ГЭС применяют специальные машины. Применение для этих работ таких машин позволяет в 4—5 раз повысить производительность труда (что весьма важно, так как трудозатраты при ручной зачистке достигают 40—45% всех трудозатрат на сборку ротора) и добиться более высокого качества работ.

Машина (рис. 140) состоит из прямоугольного корпуса, подающих и очищающих механизмов. Работает она следующим образом.

Стальной лист через направляющие угольники 24 и подающие рифленные валы 1 проталкивается через прорезь 23 с резиновыми уплотнениями к валам 27 с металлическими щетками; валы 27 вращаются в направлении, обратном движению листа. Через трубопровод 6 в коробку подводится пар с температурой 105—110°C; выходя через калиброванные отверстия, пар с обеих сторон нагревает лист и разжижает на нем масло. Снятые щетками грязь и ржавчина вместе с маслом отбрасываются на стенки камеры, откуда вместе с конденсированным паром стекают вниз по сливной трубе 20.

Паровая камера разделена вертикальной перегородкой с прорезью, в которой уплотняющая резина установлена так, что лист, проходя через эту прорезь, поступает в чистую камеру к следующей паре валиков со щетками и к форсункам с паром, где производится более чистая обработка.

После выхода из чистой камеры лист встречается с пластинчатой цепью, которая движется в поперечном направлении. Установленные на цепи напильники снимают заусенцы с кромок отверстий и вырезов на листе. После этого лист проходит между валами 10, облицованными резиной со спиральными канавками, по которым оставшаяся на листе влага сгоняется в сторону. Затем лист поступает к приемным валам 11, после чего идет на весы для взвешивания с тем, чтобы в каждом ряду обода располагались листы одинаковой массы. Взвешенные с точностью до 0,5 кг листы укладывают в соответствии с их массами в отдельные пакеты, которые и поступают на монтажную площадку для сборки обода.

is fully assembled, the strips are to be chipped off and the points of their welding shall be ground with a pneumatic grinder.

When assembling and compressing the rim stacks, the following general requirements must be complied with irrespective of the procedure used. The surfaces of the iron segments shall be thoroughly cleaned of slushing grease, rust, and burrs that may remain after stamping. Only after that they may be assembled. Where a power plant comprises a small number of units, these jobs are to be carried out manually by means of a standard machine for polishing inlaid flooring that is specially modified for the purpose, that is, its grinding stone is replaced and steel brushes are added. Where the power plant contains a great number of power units, special machines are used for the purpose. The use of such machines makes it possible to raise labour productivity four or five times (this is essential because labour consumed in manual grinding and polishing makes up 40 to 45% of all work required for assembling the rotor) and to attain higher quality of work.

The machine (Fig. 140) consists of a rectangular housing, feeding and cleaning mechanisms. It functions as follows.

A steel stamping is pushed through slits 23 with rubber seals via guide angles 24 and fluted feeding shafts 1 and arrives at shafts 27 carrying metal brushes. Shafts 27 rotate in the direction opposing the movement of the stamping. Steam heated to 105 or 110°C is supplied to the box through pipeline 6; as the steam passes through calibrated holes, it heats up the stamping on both sides and thins oil coating on the stamping. Dirt and rust removed by the brushes and thinned oil are carried away to the walls of the chamber wherefrom they are discharged together with condensed steam through drain pipe 20.

The steam chamber is divided by a vertical partition having a slit in which sealing rubber is placed so that the stamping passed through this slit is delivered to the clean chamber where another pair of shafts with brushes and nozzles with steam gives it a finishing treatment.

Upon leaving the clean chamber the stamping meets a band chain that moves cross-wise. The chain carries files which remove burrs from the edges of holes and cuts on the stamping. Thereupon, the stamping is passed between shafts 10 lined with rubber having spiral grooves which catch remaining moisture on the stamping and carry it away. Then the stamping is delivered to intake shafts 11 after which it arrives at scales whereon it is weighed. Weighing is necessary because each row of the rim must contain stampings of the same mass. The stampings are weighed accurate to 0.5 kg and stacked according to their mass. The weighed-out stacks are delivered to the erection floor for assembling the rim.

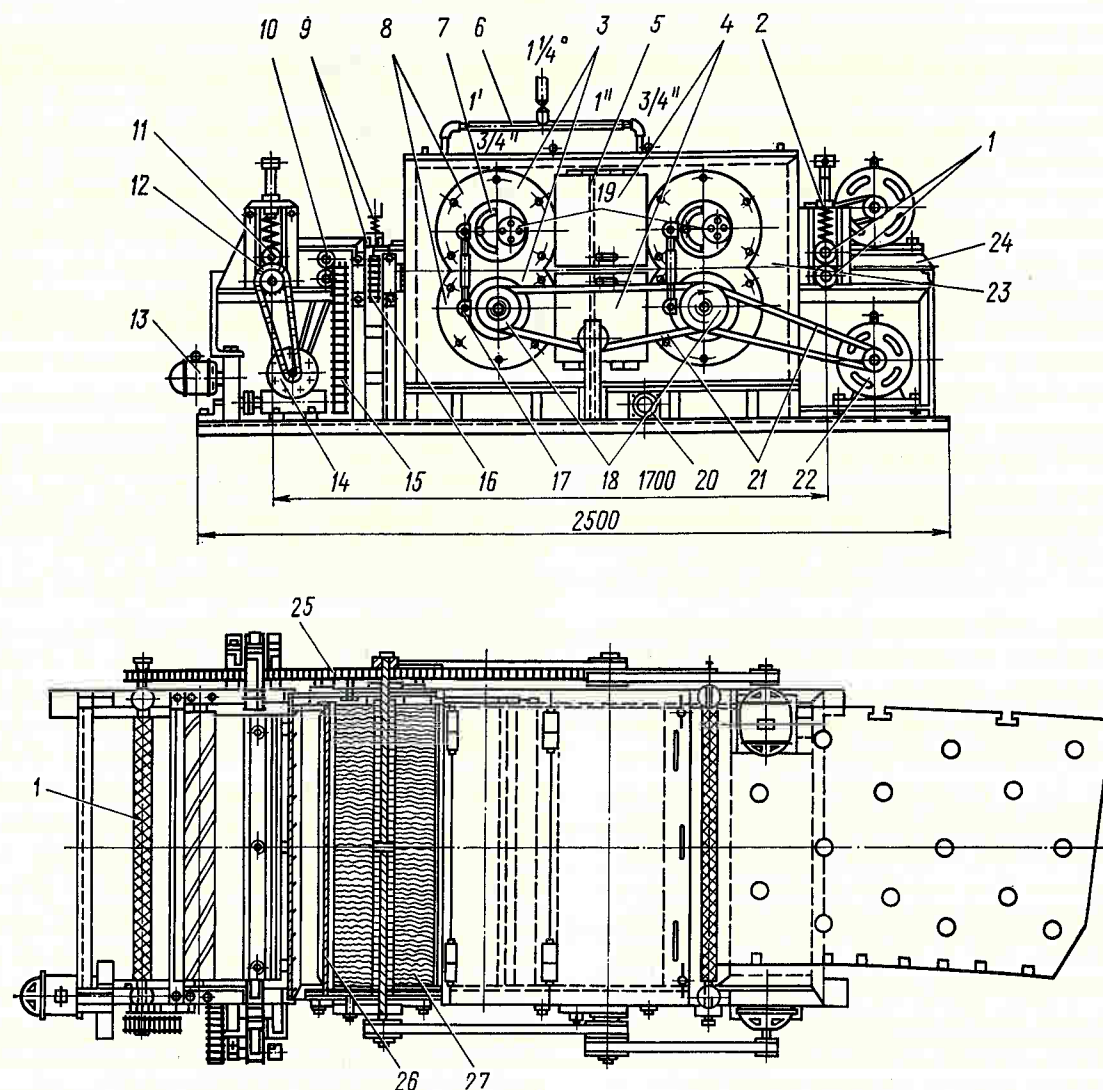


Рис. 140. Машина для очистки стали обода ротора:

1 — вал подачи; 2 — пружина нагрузки; 3 — поворотные корпуса для валов; 4 — смотровые люки; 5 — перегородка; 6 — паропровод; 7 — паз корпуса вала; 8 — фланцы крепления корпуса; 9 — регулятор нажима цепи; 10 — вал со спиральной резиной; 11 — приемные валы; 12 — цепь Галля, шаг 40; 13 — мотор с редуктором; 14 — червячный редуктор; 15 — цепь Галля, шаг 40; 16 — башмак с напильниками; 17 — тяги перемещения вала; 18 — корпуса подшипников; 19 — шкивы вала; 20 — сливная труба; 21 — текстурные ремни; 22 — мотор; 23 — прорез в камере; 24 — направляющий угольник; 25 — цепь Галля; 26 — собиратель влаги; 27 — вал со стальными щетками

Fig. 140. Machine for cleaning the rotor rim steel:

1 — feed shaft; 2 — loading spring; 3 — shaft turning units; 4 — sight holes; 5 — partition; 6 — steam piping; 7 — shaft slot; 8 — flanges for mounting the frame; 9 — chain pressing adjuster; 10 — shaft with spiral rubber; 11 — receiving shafts; 12 — Gall's chain, pitch 40; 13 — motor with reducer; 14 — worm reducer; 15 — Gall's chain, pitch 40; 16 — shoe with files; 17 — rods for shaft movement; 18 — bearing housings; 19 — shaft pulleys; 20 — drain pipe; 21 — texrope belts; 22 — motor; 23 — slot in chamber; 24 — guiding angle; 25 — Gall's chain; 26 — moisture trap; 27 — shaft with steel brushes

Независимо от места расположения тормозного диска сборку обода следует начинать с установки тормозных сегментов (рис. 141), располагая их горизонтально и в строгом концентричном по отношению к оси положении. При этом допустимы отклонения от среднего высотного значения и среднего радиуса, не превышающие $\pm 0,5$ мм.

The rim shall be assembled starting from the brake segments, irrespective of the location of the brake disk. The segments (Fig. 141) are to be arranged horizontally and must be concentric with respect to the centre line. Permissible deviations from the average height and radius should not exceed ± 0.5 mm.

Укладывать сегменты стали каждого ряда у роторов с однохвостовыми полюсами необходимо со сдвигом на одно полюсное деление, а роторов с полюсами, имеющими по два хвостовика, — на половину полюсного деления. У сегментов первого укладываемого ряда надо снять фаски, так как переход от вертикальной поверхности полосы к опорному зубу делается по радиусу. Кроме того, при укладке первого ряда нужно следить за тем, чтобы полюсные пазы соответствовали месту расположения токопровода на спицах остова.

После окончательной стяжки обода ротора с помощью временных шпилек или гидродомкратов отверстия под постоянные шпильки необходимо прокалибровать. Калибровку, или дорновку, выполняют специальными прошивками (дорнами), которым передается ударная нагрузка от пневмомолотка через специальную удлинительную оправку. Затем также при помощи пневмомолотка и специальных оправок (рис. 142) в прошитые отверстия забивают постоянные шпильки.

После опрессовки стали обода калибруют пазы под клинья крепления обода к спицам и под хвостовики полюсов. В последнем случае иногда при этом используется кран машинного зала (рис. 143).

После опрессовки и проверки концентричности обод должен быть расклинен к спицам с помощью парных встречных клиньев. За счет этих клиньев при надобности может быть исправлена небольшая

The iron segments are to be staggered from row to row through a pole pitch for rotors having single-shank poles and through half the pole pitch for those having two-shank poles. The segments of the first row are to be chamfered because the transition from the vertical surface of the strip to the thrust tooth is made radially. Besides, in placing the first row care shall be taken to position the pole slots in accordance with the location of the current conductors on the spider spokes.

After the rotor rim is finally clamped with auxiliary studs or by means of hydraulic jacks, the holes to receive the permanent studs must be broached to size. Broaching is to be made with special broaching tools actuated by a hydraulic hammer through a special extension piece. Permanent studs are then driven into the sized holes by means of a pneumatic hammer and special extension pieces (Fig. 142).

Upon compressing the rim stampings, the slots to receive rim-to-spokes fastening wedges and pole shanks are to be sized. For sizing out the pole shank slots use is sometimes made of the turbine house crane (Fig. 143).

Upon compressing and checking the rim for concentricity it will be necessary to fix the rim to the spokes by means of opposing paired wedges. These wedges may also slightly correct the rim if not accu-

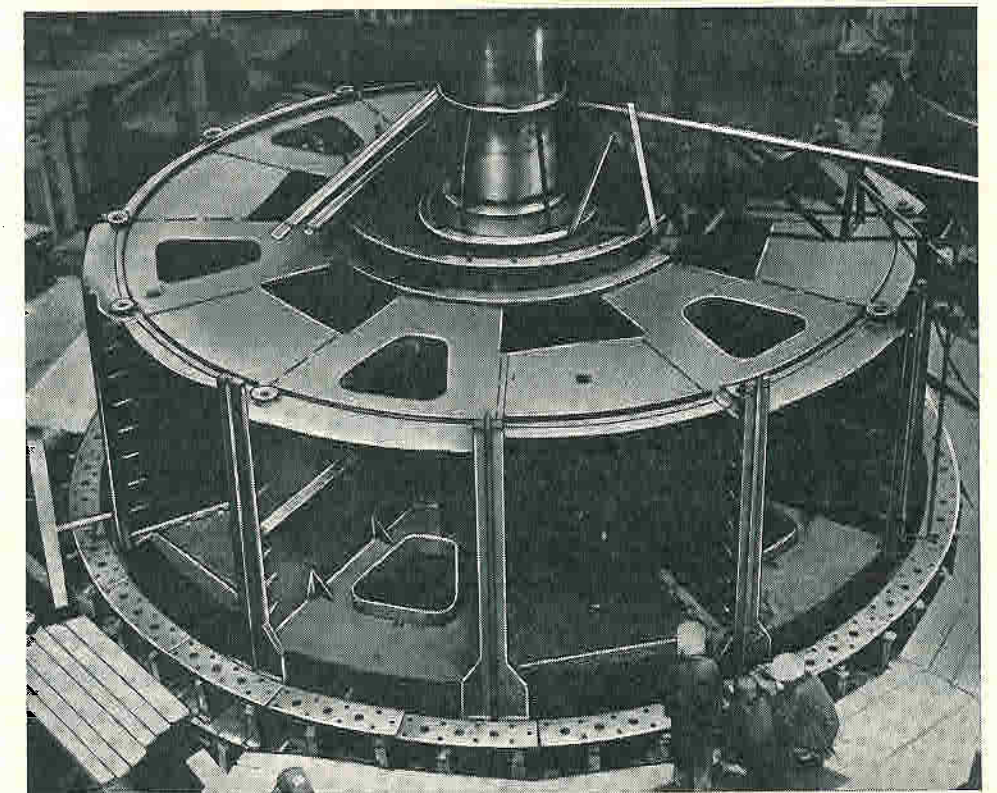


Рис. 141. Установка сегментов тормозного диска ротора гидрогенератора на специальном сборочном стенде (Братская ГЭС)

Fig. 141. Installation of brake disk segments of generator rotor in special assembly rig (Bratskaya hydroelectric power plant)

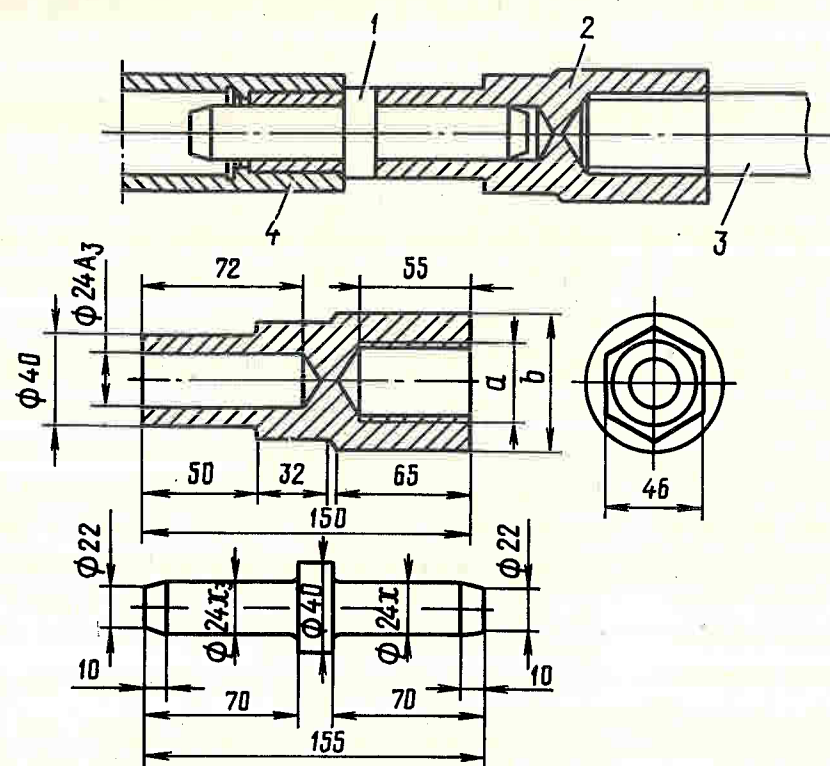


Рис. 142. Оправки для забивки шпильки в отверстия обода ротора:
1 — палец; 2 — оправка; 3 — шпилька; 4 — клепальный молоток

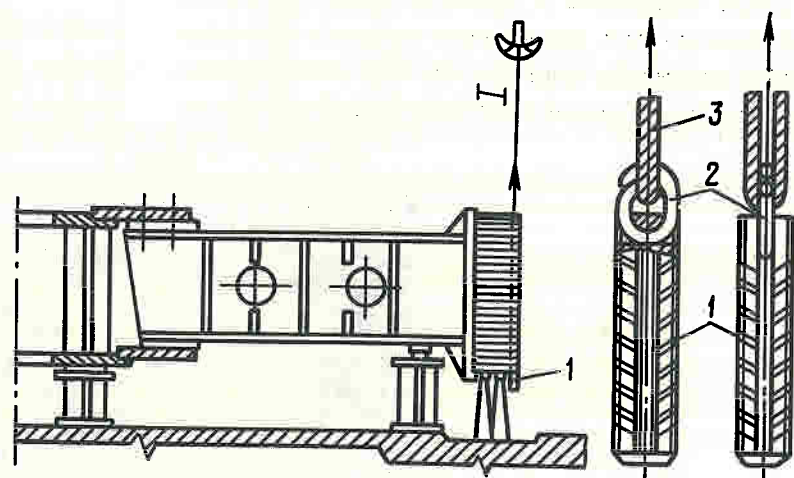
Fig. 142. Mandrel for driving studs into rotor rim holes:
1 — pin; 2 — mandrel; 3 — stud; 4 — riveting hammer

Рис. 143. Протяжка пазов под хвостовики полюсов:

1 — протяжка или „дорн“; 2 — рым; 3 — трос

Fig. 143. Broaching of slots for pole tongues:

1 — broaching tool; 2 — eyebolt; 3 — cable



неконцентричность. Расклиновка допустима и после навески полюсов, однако в том и другом случае это делается с предварительным разогревом обода ротора.

Тонкий конец верхнего клина должен дойти до утолщенного конца нижнего клина, который устанавливается заподлицо с нижним пакетом обода ротора. Допускается смещение вверх утолщенного конца нижнего клина, а также тонкого конца заби-

ваемого сверху клина от нижней кромки обода ротора в пределах до 60 мм.

Поскольку сопротивления опрессовке в разных сечениях обода различны, для получения более равномерной плотности обода необходимо при помощи пневмолотков (рис. 144) допрессовывать менее плотные участки.

Пакеты обода ротора опрессовывают до плотного прилегания сегментов друг к другу. Допус-

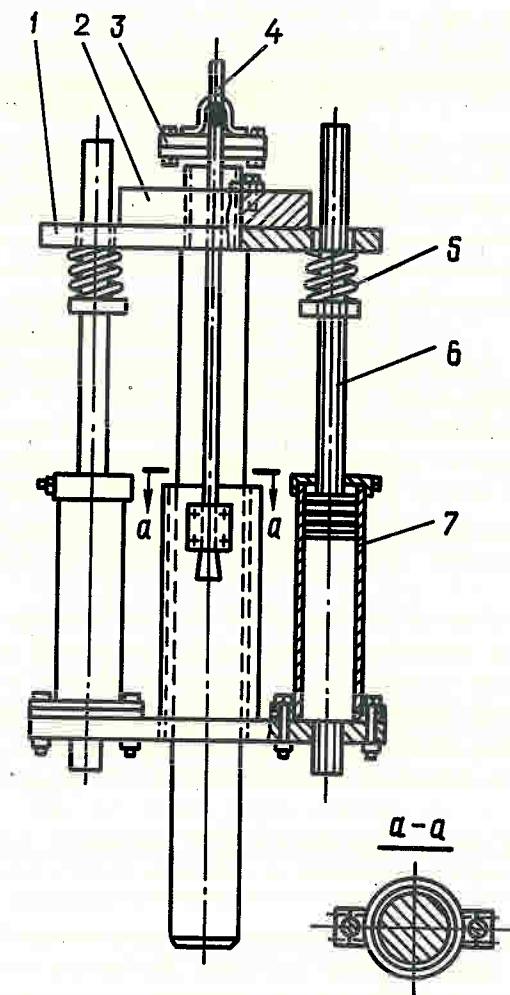


Рис. 144. Пневмолот для опрессовки обода ротора:

1 — фланец; 2 — контргайка; 3 — ограничитель; 4 — подвеска; 5 — пружина; 6 — шток; 7 — поршень

Fig. 144. Pneumatic hammer for compressing the rotor rim:

1 — flange; 2 — lock nut; 3 — stopper; 4 — hanger; 5 — spring; 6 — rod; 7 — piston

каются лишь местные неплотности до 0,5 мм только на отдельных разбросанных участках. Длина одного неплотного участка или суммарная длина всех таких участков, расположенных на одной стороне сегмента, не должна превышать 20% длины этой стороны сегмента. По высоте обод может иметь отклонения не более 1% от проектной высоты.

При затяжке постоянных шпильки необходимо особенно следить за равномерностью создаваемых

равномерно концентрических. Вкладыши можно также вбивать после того, как полюсы установлены в положение. В любом случае, однако, обод должен быть нагрет перед этой процедурой.

Тонкий конец верхнего клина должен дойти до утолщенного конца нижнего клина, который устанавливается заподлицо с нижним пакетом обода ротора. Допускается смещение вверх утолщенного конца нижнего клина, а также тонкого конца заби-

ваемого сверху клина от нижней кромки обода ротора в пределах до 60 мм. Поскольку сопротивления опрессовке в разных сечениях обода различны, для получения более равномерной плотности обода необходимо при помощи пневмолотков (рис. 144) допрессовывать менее плотные участки.

Пакеты обода ротора опрессовывают до плотного прилегания сегментов друг к другу. Допускается смещение вверх утолщенного конца нижнего клина, а также тонкого конца заби-

ваемого сверху клина от нижней кромки обода ротора в пределах до 60 мм. Поскольку сопротивления опрессовке в разных сечениях обода различны, для получения более равномерной плотности обода необходимо при помощи пневмолотков (рис. 144) допрессовывать менее плотные участки.

Пакеты обода ротора опрессовывают до плотного прилегания сегментов друг к другу. Допускается смещение вверх утолщенного конца нижнего клина, а также тонкого конца заби-

ваемого сверху клина от нижней кромки обода ротора в пределах до 60 мм. Поскольку сопротивления опрессовке в разных сечениях обода различны, для получения более равномерной плотности обода необходимо при помощи пневмолотков (рис. 144) допрессовывать менее плотные участки.

Пакеты обода ротора опрессовывают до плотного прилегания сегментов друг к другу. Допускается смещение вверх утолщенного конца нижнего клина, а также тонкого конца заби-

ДОПУСКИ НА СБОРКУ И УСТАНОВКУ РОТОРА ГЕНЕРАТОРА

Проверяемые положения и размеры	Место замера	Величина отклонения (мм) при диаметре ротора до, м		
		4,5	9,0	14,5
Концентричность обода	По радиусу от вала или центра втулки до боковой поверхности обода (среднее арифметическое от замеров сверху и внизу обода)	0,6	0,8	1,2
Концентричность полюсов	По радиусу от вала или центра втулки до внешней плоскости башмака полюса (среднее арифметическое от замеров сверху и внизу полюса)	0,8	1,0	1,5
Положение по высоте	От горизонтальной оси полюса до средней линии обода ротора	5,0	8,0	10,0
Биеение поверхности трения тормозного диска	По плоскости трения диска	5,0	5,0	5,0

Table 13

ROTOR ASSEMBLY AND INSTALLATION TOLERANCES

Positions and sizes under check	Point of measurement	Tolerance, mm, at rotor diameter, m		
		4.5	9.0	14.5
Rim concentricity	Over radius from shaft or hub centre to side surface of rim (arithmetic mean of measurements made on top and bottom of rim)	0.6	0.8	1.2
Pole concentricity	Over radius from shaft or hub centre to outer surface of pole shoe (arithmetic mean of measurements made on top and bottom of rim)	0.8	1.0	1.5
Vertical position	From pole horizontal axis to centre line of rotor rim	5.0	8.0	10.0
Run-out of brake disk friction surface	Over disk friction surface	5.0	5.0	5.0

Д. НАВЕСКА ПОЛЮСОВ НА ОБОД РОТОРА

Перед установкой полюсов на обод ротора его наружный контур не должен иметь выступающих листов стали, что обеспечивается обработкой этой поверхности воздушными или электрическими шлифовальными машинками и проверкой по линейке

E. MOUNTING THE POLES ON ROTOR RIM

Prior to mounting the poles on the rotor rim, the outer surface of the latter shall be checked for protruding stampings and, if such are detected, the surface is to be machined by an air or electric grinder and checked up with a straight-edge and a stretched wire

и по отвесной струне, опущенной с хобота проверочной стрелы. Кроме того, в пазах обода под хвостовики полюсов на одинаковой высоте приваривают упоры, а в окна на наружном контуре закладывают спиральные пружины, которые должны размещаться в них без заедания.

Полюсы ротора перед навеской необходимо осмотреть, изоляцию их проверить и испытать на электрическую прочность и выявленные неисправности устранить, полюсы с низкой изоляцией высушить, чтобы сопротивление ее по каждому отдельно взятому полюсу было не менее 10 МОм. Замерять надо мегомметром 500—1000 В.

Сушить полюсы можно в специальных термостатах от посторонних источников тепла или током частотой 50 Гц за счет индукционных потерь в сердечниках полюсов, используя обмотку полюсов как намагничивающую. Таким способом можно сушить полюсы группами из 9—12 шт., соединяя по 3—4 полюса последовательно (рис. 145), поддерживая температуру в обмотке 80—85°C, что обеспечивает сравнительно быстрое высыхание полюсов (примерно за 50—70 ч). Небольшое количество полюсов можно сушить по одному от сварочного трансформатора, подавая на полюс напряжение 65—70 В. Если полюсы приходится сушить после установки на обод, то это можно делать с помощью постоянного тока, пропуская через обмотку полюсов ток, равный примерно 50% номинального тока ротора. Методы сушки полюсов в собранном гидрогенераторе описаны в § 5-5.

Каждый полюс перед установкой на обод взвешивают и клеймят, указывая массу и номер. Нумеруют полюсы по часовой стрелке, начиная от полюса с выводами, которому присваивают первый номер. При этом полюсы с одинаковыми массами должны располагаться диаметрально (один против другого), чтобы противолежащие секторы четвертинок и восьмушек имели сравнительно одинаковую массу.

Концевые шайбы на полюсах должны находиться на уровне сердечников или ниже их не более чем на 0,5 мм. При больших отступлениях высотное положение шайб регулируют за счет строжки лигнафольевых шайб или за счет наварки соответствующих пластин на металлические шайбы.

suspended from the yoke of a surface indicator. Besides, stops are to be welded at an equal height in the rim slots to receive the pole shanks, and spiral springs are to be fitted in the ports on the outer perimeter. The springs must be arranged within the ports without sticking.

Prior to being mounted on the rim, the poles shall be examined, their insulation checked up and subjected to a high-voltage test, the troubles detected shall be remedied, the poles having a low insulation resistance are to be dried out bearing in mind that the insulation resistance of each pole must be at least 10 MegOhms, as measured with a 500- to 1000-V megger.

The poles can be dried out in a special thermostat with heat supplied from an external source or by applying 50-Hz current to their coils which are used in this case as magnetizing windings and heat is obtained due to induction losses in the pole cores. Heating by electric current can be made for groups of nine or twelve poles, every three or four ones being connected in series (Fig. 145). A temperature of 80 to 85°C shall be maintained within the winding to provide for fast drying of the poles (within 50 to 70 hours). When a small number of poles is to be dried out, each of them can be connected separately to a welding transformer with a voltage of 65 to 70 V applied to the pole. If the poles are to be dried out after they have been mounted on the rim, the procedure can be carried out by passing a direct current equal to 50% of the rotor rated value through the field coils. The procedures of drying out the poles of an assembled generator are described under Section 5-5.

Prior to installation, each pole is to be weighed out and branded, the brand specifying its mass and number. The poles are to be numbered in the clockwise direction starting from the pole with leads which is to be assigned Number 1. The poles of equal masses shall be arranged one opposite another so that the opposing sections of quarters and half-quarters were approximately of the same mass.

The end plates on the poles must be on the same level as the cores or below the latter by not more than 0.5 mm. If this is not the case, the height of the plates is to be adjusted by trimming lignafolium shims or by welding appropriate metal strips on the metal plates.

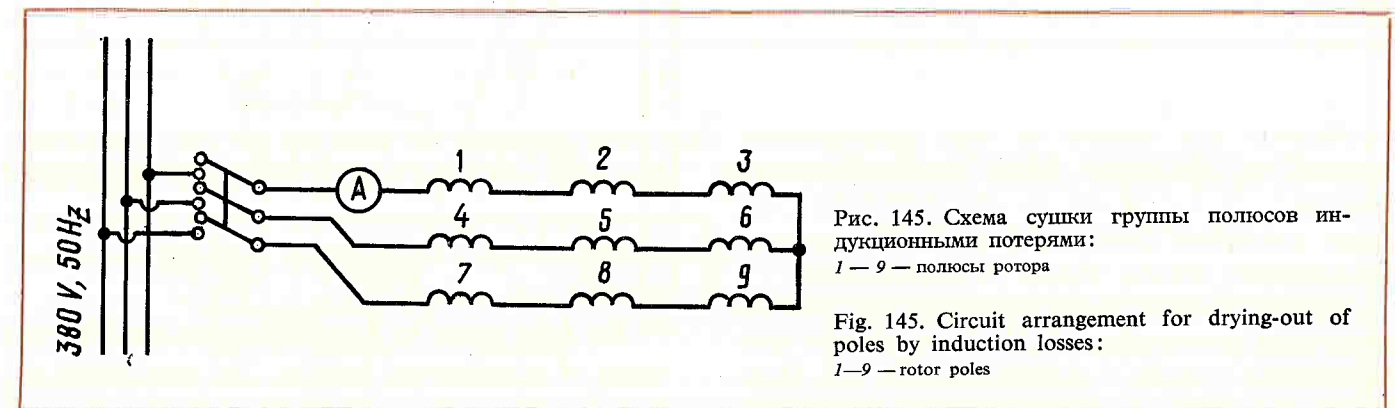


Рис. 145. Схема сушки группы полюсов индукционными потерями:
1—9 — полюсы ротора

Fig. 145. Circuit arrangement for drying-out of poles by induction losses:
1—9 — rotor poles

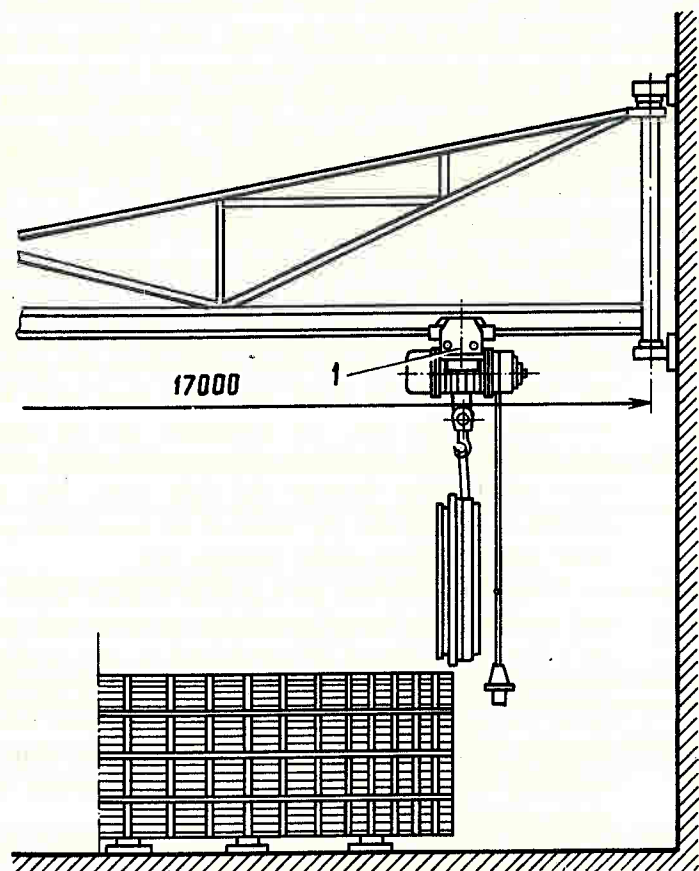
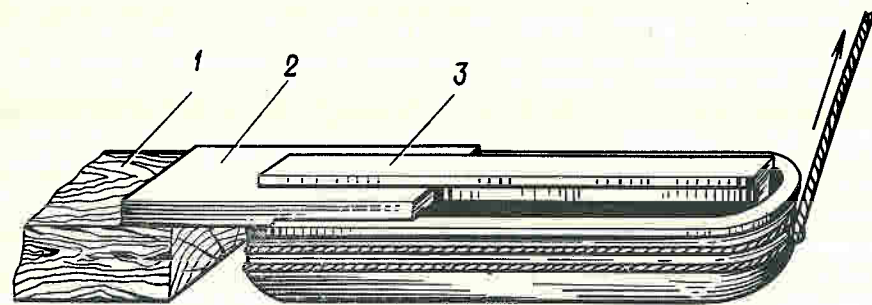


Рис. 147. Навеска полюсов ротора гидрогенератора с помощью тельфера (1), установленного на кране-укоине

Полюсы для навески на обод застропливают удавкой из пенькового каната соответствующего сечения и прочности или из металлического троса через войлочную (резиновую) прокладку, которая предохраняет обмотку полюса от повреждений.

Кангуют полксы перед установкой при помощи различных приспособлений. Наиболее простое приспособление — скоба — показано на рис. 146. Применяя две скобы с загнутыми вниз наружными

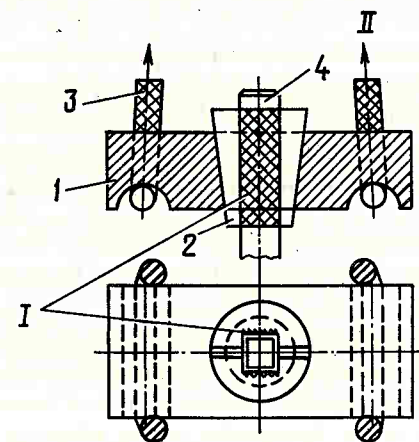


Рис. 148. Цанговое приспособление для выдергивания клиньев полюсов ротора гидрогенератора:
1 — корпус; 2 — разрезная стальная каленая цанга; 3 — трос; 4 — клин
I — насечка; II — к крану

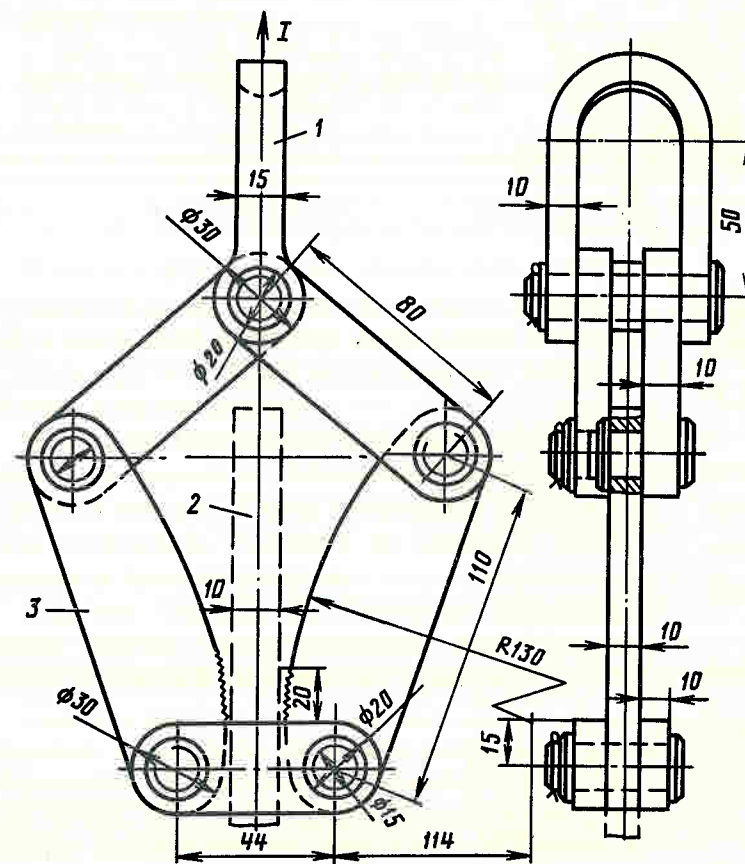


Рис. 149. Рычажное приспособление для выдергивания клиньев полюсов ротора гидрогенератора:
1 — проушина; 2 — клин; 3 — захватная щетка
I — к крану

with external ends bent downwards can easily handle the pole in the process.

The poles are to be mounted by means of the main service crane or a hoist installed on a jib crane that is secured to the wall of the erection floor (Fig. 147).

II-shaped roofing iron sheets are to be fitted between the pole and the rim so that the spiral springs jutting out of the rim slots do not seize the pole. These sheets must be pulled out after the pole is mounted in position.

As soon as the pole shank has reached the stop welded to the rim, the centre lines of the rim and the pole are to be checked for alignment. If misalignment is beyond the value specified in Table 13, the poles are to be adjusted by fitting and welding additional shims on the stops or by welding the stops on new positions.

After the pole is mounted in position, it shall be blocked with opposing paired wedges either permanently or for the time being. The wedges are to be coated with white lead and driven in well home with the aid of a pneumatic hammer. Prior to being driven in, the wedges are to be arranged in pairs and checked in this position for vertical misalignment of their edges adjoining the rim and the pole shank. After the wedges are driven in their thin edges protrud-

оставляют концы длиной 180—200 мм для того, чтобы в случае снятия полюса можно было удалить клинья, цепляясь приспособлением за эти концы (рис. 148 и 149).

Концентричность ротора по полюсам после их окончательной расклиновки проверяют с помощью стрелы, установленной на валу или дисках; отклонения не должны превышать величин, указанных в табл. 13.

E. СОЕДИНЕНИЕ ПОЛЮСНОЙ ОБМОТКИ

В зависимости от конструкций междуполусных соединений обмотки двух соседних полюсов соединяются между собой либо с помощью соединительных планок и болтов (один из вариантов показан на рис. 150), либо пайкой оловянистым припоем с бескислотным флюсом — рис. 151 и 152.

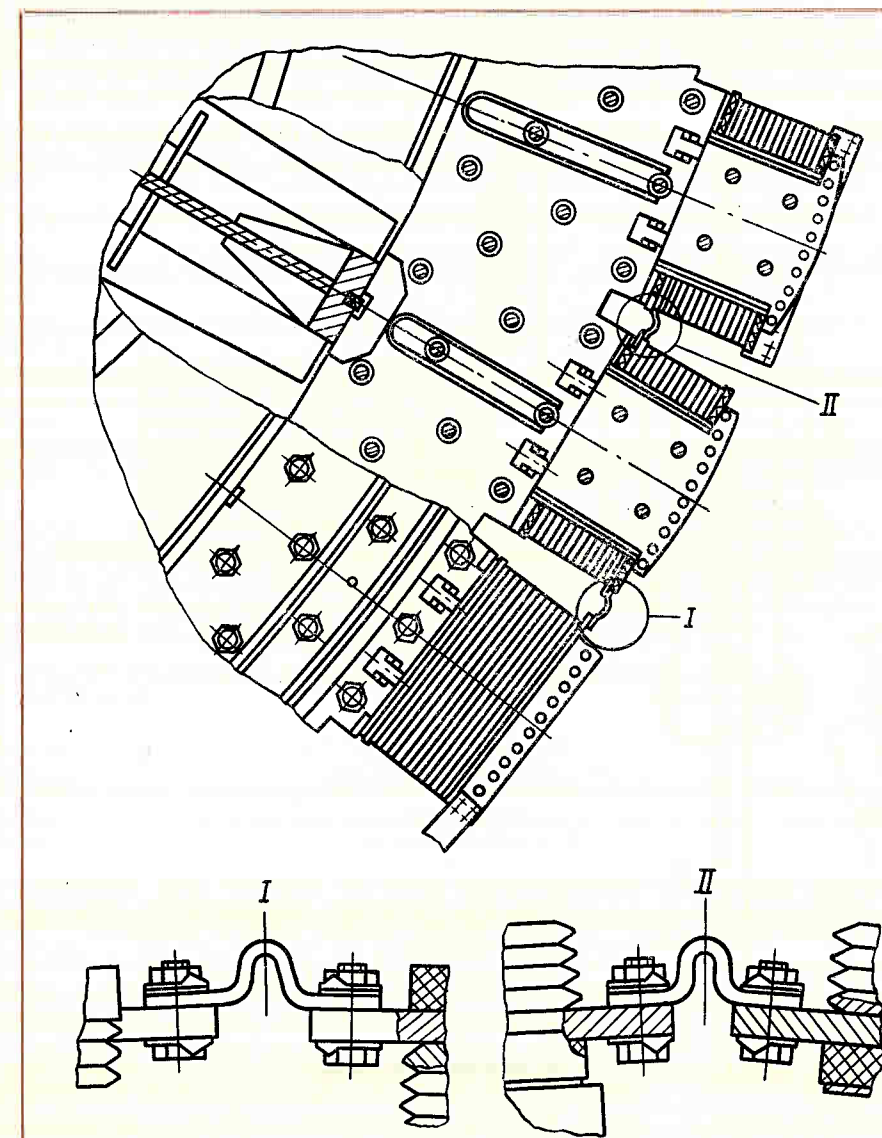


Рис. 150. Болтовое междуполусное соединение

Fig. 150. Bolted pole interconnection

ing at the bottom shall be trimmed and filed flush. On the top they should protrude over 180 to 200 mm so that they can be removed when taking off the poles by gripping them with a tool (Figs 148 and 149).

The rotor concentricity against the poles is to be checked after the latter are completely wedged in position with the aid of an indicator mounted on the shaft or on the disks. Deviations shall not exceed the values specified in Table 13.

F. CONNECTION OF FIELD COILS

The field coils of adjacent poles are interconnected, depending on the design of interpole connections by means of connecting strips or bolts (one of the versions is shown on Fig. 150) or by soldering with tin solder and acid-free flux (Figs. 151 and 152).

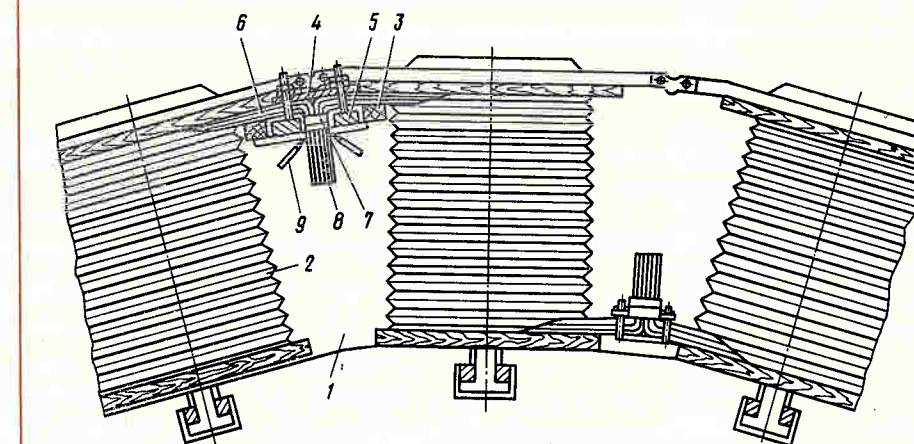


Рис. 151. Обрубка концов и подготовка к пайке междуполусных соединений:

1 — обод ротора; 2 — полюсы; 3 — деревянный клин; 4 — прижимная планка; 5 — стальной клин; 6 — выводные пластины катушек полюсов; 7 — хомут; 8 — концы выводных пластин; 9 — зубило для обрубки концов

Fig. 151. Trimming of leads and preparation of interpole connections for soldering:

1 — rotor rim; 2 — poles; 3 — wooden wedge; 4 — hold-down strip; 5 — steel wedge; 6 — terminal strips of field coils; 7 — collar; 8 — terminal strip leads; 9 — chisel for trimming the leads

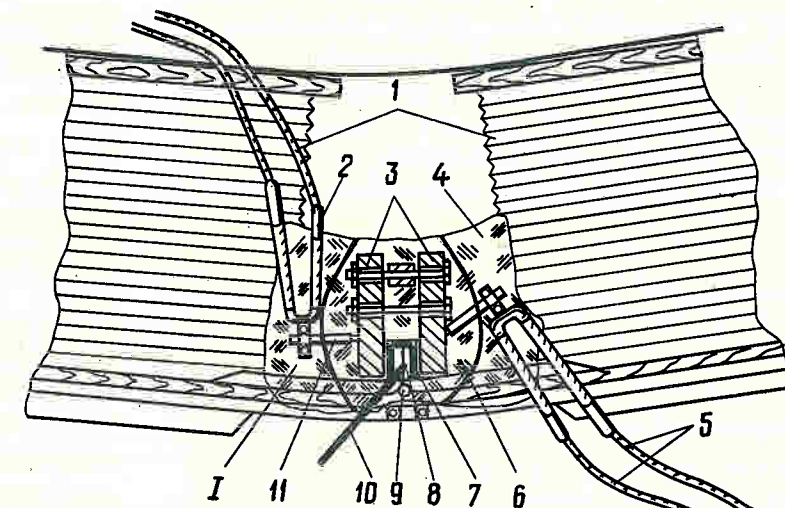


Рис. 152. Термоизоляция и пайка междуполусных соединений:

1 — полюсы; 2 — электродержатели; 3 — пластинчатые зажимы; 4 — листовая асбестовая изоляция; 5 — сварочные кабели; 6 — мокрая асбестовая масса; 7 — ванночка из кровельного железа; 8 — хомут междуполусного соединения; 9 — стальной стержень \varnothing 4—5 мм; 10 — пруток из ПОС-40; 11 — угольный электрод \varnothing 25—35 мм

I — асбест

Fig. 152. Heat insulation and soldering of interpole connections:

1 — poles; 2 — electrode holders; 3 — strip terminals; 4 — asbestos sheet insulation; 5 — welding cables; 6 — wet asbestos mass; 7 — roofing iron bath; 8 — collar of interpole connection; 9 — steel rod, dia. 4—5 mm; 10 — rod of ПОС-40 solder; 11 — carbon electrode, dia. 25—35 mm

I — asbestos

В том и в другом случаях обмотки всех полюсов соединяются между собой последовательно по наружной и внутренней контурной окружностям катушек, замыкая при этом конец катушки одного полюса с началом катушки другого.

При любой конструкции междуполусных соединений надо тщательно подготовить соединительные пластины катушек. Перед соединением их необходимо отшлифовать, подогнать по взаимным сопряжениям и промыть спиртом.

Так как операции по болтовому соединению весьма просты, ниже рассмотрим лишь процесс пайки соединений оловянистым припоем.

Паяемые припоем концы и начала катушек представляют собой набор из тонких медных пластин, облуженных на заводе при изготовлении полюсов. Эти концы, промытые спиртом-ректификатом, при помощи специальных зажимов плотно стягивают и надевают на них медные облуженные хомуты, тоже промытые спиртом. Если концы пластин

In either case, all the field coils are interconnected over their outer and inner circumferences, the starting lead of one coil being connected to the finishing lead of the next coil.

The connecting strips of the coils must be thoroughly prepared for connection irrespective of the design of interpole connections. They must be dressed, washed with alcohol, and their mating surfaces are to be fitted.

Since bolted connections are rather simple, we shall discuss below only the procedure of making joints with tin solder.

The starting and finishing leads of the coils to be soldered are composed of thin copper strips run over with tin at the manufacturing plant. These leads are to be washed with rectified alcohol, tightly braced with special clamps and fitted on tinned copper clips

выходят из хомутика более чем на 10 мм, то их стягивают прижимными планками 4 (рис. 151), распирают деревянными и металлическими клиньями 3 и 5 и обрубает зубилом 9 заподлицо с хомутиком 7.

После обрубки прижимные планки и клинья удаляют и на соединение надевают металлическую ванночку-форму 7 (рис. 152), заполняемую в процессе пайки припоем ПОС-40. Ванночку на соединении плотно зажимают пластинчатыми зажимами 3 и все соединение, за исключением верха, обкладывают асбестовой обмазкой 6. Кроме того, под соединение дополнительно подкладывают листовую асбест, который предохраняет от перегрева изоляцию катушки в процессе пайки соединения. Чтобы асбестовая изоляция не попала между пластинами и не препятствовала прохождению припоя в места пайки, в сопряжение пластин закладывают стальной стержень 9 диаметром 4—5 мм.

Подготовленное таким образом место пайки обильно смазывают спиртовым раствором канифоли и приступают к заполнению мест соединения оловянистым припоем ПОС-40. Для этого место пайки с помощью угольных электродов 11 разогревают до такого состояния, при котором пруток 10 из припоя ПОС-40 начнет плавиться. Дальнейшее наполнение ванночки происходит или за счет плавления подводящего к месту пайки припоя, или из специального ковшика, наполняемого припоем, расплавленным в индукционной печи. По мере остывания со спаянного соединения снимают асбест, зажимы и ванночку, а места наплывов и неровностей зачищают и осматривают соединение.

Наконечники применяемых для пайки электродержателей обычно делают из красной меди, а питание к электродам подают от сварочных трансформаторов соответствующей силы тока.

После пайки междуполосных соединений устанавливают соединительные планки шин демпферной

also washed with alcohol. If the ends of the strips jut out of the clip by more than 10 mm, they are to be braced together with hold-down strips 4 (Fig. 151), spaced by wooden and metal wedges 3 and 5, and trimmed with chisel 9 flush with clip 7.

After trimming the hold-down strips and wedges are to be removed and metal pool 7 (Fig. 152) is to be fitted onto the joint. In the course of soldering the pool is to be filled with solder ПОС-40. The pool is to be tightly fixed on the joint by flat clamps 3 and the entire joint, with the exception of the top, is to be covered with asbestos refractory 6. Asbestos sheets are placed in addition under the joint to protect the coil insulation against overheating during soldering. To prevent asbestos insulation from getting in-between the clamp jaws, where it will interfere with the passage of solder to the joint, steel rod 9, dia. 4 or 5 mm, is to be inserted between the jaws.

The point of soldering thus prepared is generously coated with alcohol solution of rosin and the joint is filled with tin solder ПОС-40. To this end, the surfaces to be jointed are heated with carbon electrodes 11 to a temperature at which rod 10 of solder ПОС-40 starts melting. Then the pool is to be further filled with solder melting as it approaches the hot surfaces or by molten solder taken from a special pot filled from an induction furnace. As the soldered joint is cooled down, asbestos sheets, clamps and the pool are to be removed, rolls and rough surfaces are cleaned off, and the joint is examined. The electrode holder inserts are usually made of red copper and power is supplied to the electrodes from welding transformers rated at respective currents.

обмотки, собирают и паяют токоподводы, а затем устанавливают вентиляторы. При этом надо особенно следить за качеством пропайки соединений токоподводов, креплением и расконтриванием гаск.

В некоторых конструкциях междуполосные соединения для увеличения их механической прочности прикрепляют к ободу ротора.

Перед установкой ротора в расточку статора его необходимо тщательно очистить от посторонних предметов и мусора, применяя при этом сухой сжатый воздух и мощные пылесосы. Особенно тщательно необходимо очищать и осматривать роторы, имеющие форсированное воздушное охлаждение обмотки полюсов. При этом надо добиться такого положения, чтобы все каналы в ободу и полюсах, по которым циркулирует воздух, были абсолютно чистыми. Подготовленный к установке ротор показан на рис. 153.

Ж. УСТАНОВКА РОТОРА В РАСТОЧКУ СТАТОРА

При монтаже гидрогенераторов подвешенного типа ротор опускают в статор вместе с валом так, что ротор своим ободом опирается на колодки тормозных домкратов. В этом случае сборку расположенного на верхней крестовине подпятника, а также установку самой крестовины и втулки подпятника производят после опускания ротора в расточку статора.

У гидрогенераторов зонтичного типа вначале обычно устанавливают вал с надетой на него втулкой, а потом остов ротора, собранный вместе с ободом и полюсами. Вал через втулку и диск подпятника опирается на расположенные на нижней крестовине или крышке гидротурбины сегменты подпятника, а остов с ободом и полюсами — через диски крепления спиц непосредственно на втулку подпятника.

Установку ротора вместе с валом или без него производят следующим образом. Переноска и установка ротора в статор — весьма ответственные операции, при которых основные краны машинного зала нагружаются предельной нагрузкой. Поэтому перед каждой такой операцией необходимо тщательно осмотреть кран или краны (в зависимости от того, как переносят ротор: одним или двумя кранами) и, только убедившись в полной исправности как всего крана, так и его отдельных механизмов, можно приступить к застропке ротора к крану. Сравнительно небольшой ротор, для переноски которого достаточно одного крана, можно застропить тросом через специальный укрепляемый на валу ротора бугель, либо непосредственно за спицы остова,

After the interpole connections are soldered up, connecting strips of the damping winding busbars are to be installed, the supply leads assembled and soldered up, and then the fans are to be mounted in position. In the action, particular attention shall be given to the quality of soldered joints at supply leads, tightening and locking of nuts.

In some designs, the interpole connections are fastened to the rotor rim to increase their mechanical strength.

Prior to placing in the stator bore, the rotor shall be cleaned of foreign objects and debris with dry compressed air supplied from high-power vacuum cleaners. Particular care in this respect must be taken of rotors whose field coils are cooled with forced air. After cleaning all the cooling ducts on the rim and in the poles must be absolutely clean. A rotor prepared for installation is shown by Fig. 153.

G. MOUNTING THE ROTOR IN THE STATOR BORE

In the case of overhung hydrogenerators, the rotor is lowered into the stator together with the shaft so that its rim rests on the blocks of brake jacks. In this case, the thrust bearing mounted on the upper spider bracket is assembled and the bracket and thrust collar installed after the rotor is mounted in the stator bore.

With umbrella-type hydrogenerators, the shaft assembled with the hub is usually first mounted in the bore, then the rotor spider assembled with the rim and poles is placed in position. The shaft is supported by the thrust bearing segments located on the bottom bracket or on the head-cover through the hub and the thrust bearing disk; the spider assembled with the rim and poles rests against the thrust collar through the spoke fastening disks.

The installation procedure, whether the rotor is mounted in assembly with the shaft or not, is as follows. Pre-installation handling of the rotor is a very significant procedure during which the main cranes of the turbine house carry maximum loads. Therefore, each time prior to handling the rotor, it is necessary to examine the crane or cranes (depending on whether one or two cranes are used) and only after the condition of the crane and its mechanisms is found adequate may the rotor be slung to the crane. A relatively small rotor that can be easily handled by one crane may be fastened to the latter by means of a steel rope that is to be fixed to a special stirrup fitted on the shaft or to the spider spokes if it is carried without the shaft.



Рис. 153. Ротор гидрогенератора, подготовленный для установки в расточку статора

Fig. 153. Generator rotor prepared for positioning in stator bore

если ротор переносят без вала. Ротор крупного гидрогенератора, для переноски которого нужны два крана, застропливают через специальную траверсу, обеспечивающую более равномерное распределение нагрузок между обоими кранами. Траверсу с валом скрепляют при помощи кольцевой шпонки, заводимой в выточку на валу (рис. 154). Если ротор переносят без вала, траверсу крепят непосредственно к спицам остова специальными стяжными шпильками. Застропленный к кранам ротор немного поднимают и в таком положении дополнительно испытывают механизмы крана (в первую очередь тормозное устройство), несколько раз слегка поднимая и опуская ротор над монтажной площадкой и резко останавливая его для проверки тормозов.

Убедившись в полной исправности крана, и в том, что ротор по трассе всюду проходит свободно, производят подъем ротора до отметки, обеспечивающей пронос его над всеми сооружениями и агрегатами на трассе. После этого кран передвигают к монтируемому агрегату и опускают ротор в расточку статора, следя за тем, чтобы не было перекоса траверсы. Когда обод ротора подойдет близко к расточке статора, опускание приостанавливают, более точно центрируют его относительно оси расточки статора и продолжают опускать, направляя его по расточке при помощи сделанных из фанеры пластин, чтобы не повредить лобовых частей обмотки статора (рис. 154).

При посадке без вала на фланцы втулки подпятника ротор с помощью конусных шпилек направляют по сопрягаемым отверстиям крепления его к втулке, после чего заводят припасованные шпильки соединения остова ротора с втулкой подпятника. Для облегчения заводки шпилек соединения ниж-

A large rotor that should be handled by two cranes is to be slung through a special cross-bar which ensures a more uniform division of loads between the cranes. The cross-bar is secured to the shaft by means of a round key fitted into the keyway on the shaft (Fig. 154). When the rotor is to be carried without the shaft, the cross-bar is to be secured directly to the spider spokes by means of special clamping studs. The rotor fastened to the crane with slings is to be slightly raised and then the crane mechanisms are to be additionally checked (the brake mechanism in particular) by lifting and lowering the rotor above the erection floor several times and abruptly stopping the crane to check the brake mechanism for reliable operation.

Having made sure that the crane is serviceable and that the rotor does not meet any obstacles on its way, one may lift the rotor to proper height where it can be carried over all the constructions and units on the route. Thereupon, the crane is to be moved to the unit being installed and the rotor is lowered into the stator bore. In the action, care shall be taken to avoid misalignment of the cross-bar. As soon as the rotor rim has approached the stator bore, the rotor shall be stopped, accurately aligned with the centre line of the stator bore and then lowered into the bore by means of special plywood planks so as not to injure the stator end windings. (Fig. 154).

When the rotor is mounted on the thrust collar flanges without the shaft, it shall be directed by means of cone studs against mating holes through which it is secured to the thrust collar, whereupon the fitted studs fixing the rotor spider to the thrust collar are

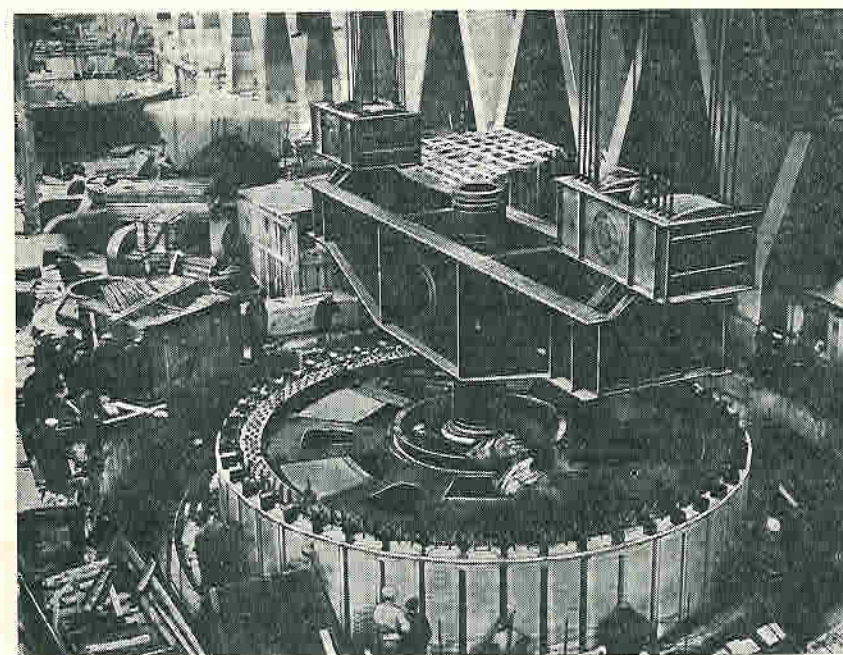


Рис. 154. Установка ротора гидрогенератора вместе с валом в расточку статора (Братская ГЭС)

Fig. 154. Installation of generator rotor with shaft in stator bore (Bratskaya hydroelectric power plant)

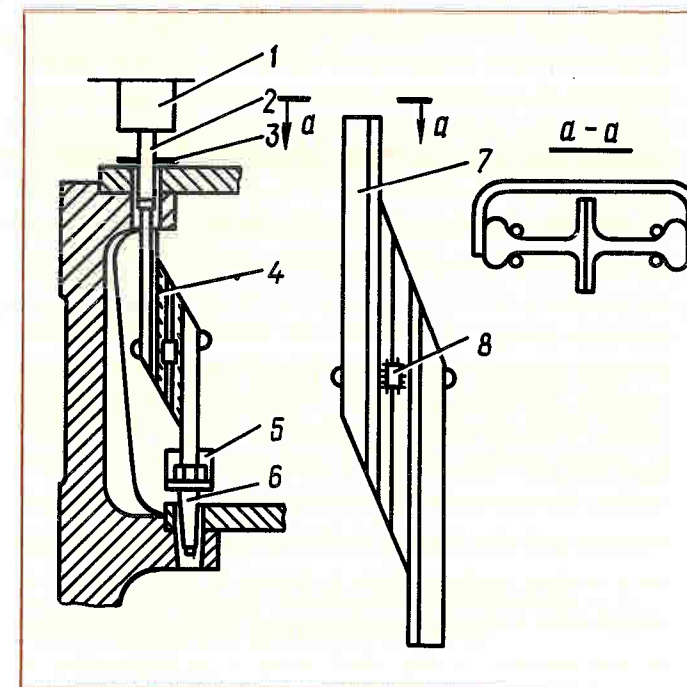


Рис. 155. Забивка припасованных шпилек крепления остова ротора к втулке подпятника:

1 — пневмомолот; 2 — оправка; 3 — направляющая втулка; 4 — приспособление для забивки шпилек; 5 — направляющая обойма; 6 — шпилька; 7 — рельс; 8 — накладка

Fig. 155. Driving precisely fitted studs securing the rotor frame to bearing shell:

1 — pneumatic hammer; 2 — mandrel; 3 — guide sleeve; 4 — device for driving the studs; 5 — guide cage; 6 — stud; 7 — rail; 8 — strap

него фланца применяют специальное приспособление (рис. 155). При затяжке шпилек крепления необходимо обеспечить плотное прилегание мест сопряжения и равномерное напряжение (в пределах допустимого) в стяжных шпильках.

Вопросы центрирования ротора относительно расточки статора рассмотрены в § 5-11.

5-8. ПОДПЯТНИКИ

А. НАЗНАЧЕНИЕ ПОДПЯТНИКОВ И ИХ ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Подпятники вертикальных гидроагрегатов в процессе работы воспринимают на себя все осевые нагрузки от ротора агрегата, включая вес всех вращающихся частей гидроагрегата и осевые давления от реакции воды.

У современных крупных вертикальных гидроагрегатов подпятники состоят из смонтированной в масляной ванне неподвижной опоры и расположенной на ней вращающейся части. Иногда в узле подпятника размещается и направляющий подшипник генераторного вала. Находящееся в ванне масло в процессе работы гидроагрегата подвергается естественной или принудительной циркуляции и охлаждается водой, пропускаемой через маслоохладители, которые расположены непосредственно в ванне или за ее пределами.

Неподвижную опору выполняют в виде стола, на котором размещено в один или два ряда от шести до двадцати, а иногда и более стальных однослойных или двухслойных сегментов. Рабочая поверхность

to be inserted. A special fixture (Fig. 155) can be used to facilitate inserting of the studs of the bottom flange. When tightening up the studs, care shall be taken to provide tight fitting between mating surfaces and uniform strain (within specified limits) in the clamping studs.

For centering the rotor relative to the stator bore reference shall be made to Section 5-11.

5-8. THRUST BEARINGS

A. PURPOSE OF THRUST BEARINGS AND THEIR BASIC ELEMENTS

In the course of operation thrust bearings of vertical hydropower units take all axial thrusts of the rotor including the mass of all rotating parts of the unit and the downward thrust of water.

The thrust bearings of the up-to-date vertical hydropower units consist of a stationary support mounted in an oil bath and a rotating member positioned thereon. Sometimes the thrust bearing houses the guide bearing of the generator shaft. In the course of operation the oil in the bath is subjected to natural or forced circulation and cooled with water passed through oil coolers located immediately in the bath or outside.

The stationary support is made in the form of a table mounting one or two rows of six to twenty or more steel single- or double-layer segments. The working surface of these segments is lined with high-quality

этих сегментов залита высококачественным баббитом. Сегменты подпятника опираются на эластичные или жесткие опоры различных конструкций. Эластичные опоры выполняются в виде спиральных или других пружин, рычажных балансиров или представляют собой гидравлическую систему из наполненных маслом и сообщающихся между собой замкнутых емкостей в виде сильфонов. Жесткие опоры выполняются в виде расположенных эксцентрично под сегментами болтов, шайб или других относительно жестких упоров. Употребляются также и другие устройства.

Вращающаяся часть подпятника представляет собой насаженную на вал опорную втулку подпятника, к которой болтами и штифтами прикреплен стальной диск с зеркальной поверхностью. В некоторых конструкциях подпятника, изготавливаемых иностранными фирмами, такой диск отсутствует, так как зеркальной поверхностью является опорная плоскость втулки. Такая конструкция неудобна в монтаже и эксплуатации, так как при неперпендикулярной к оси вала опорной плоскости без установки на станок невозможно сделать исправления, а в случае появления задиров на зеркальной поверхности затруднены ее шлифовка и полировка. Существуют также подпятники, у которых неподвижная часть выполнена в виде диска, а подвижная — в виде целого или разрезанного на две части диска или группы сегментов.

Необходимым условием для подпятника любой конструкции является его способность обеспечить во время пуска гидроагрегата быстрый переход из состояния полусухого трения между трущимися парами в жидкостное и сохранить это жидкостное трение при любых режимах работы агрегата. Другими словами, в процессе работы агрегата вращением диска должно непрерывно засасываться масло в зазор между рабочими поверхностями диска и сегментов так, чтобы вытесняемая давлением масляная пленка непрерывно пополнялась.

Работоспособность подпятника будет тем выше, чем толще масляная пленка, формирование которой зависит от многих факторов, о которых будет сказано в п.В § 5—8.

Одним из существенных факторов, определяющих надежную работу подпятника, является его способность иметь в работе сравнительно одинаковые нагрузки на его отдельных сегментах, а также равномерное распределение нагрузок в пределах площади каждого сегмента. Распределение нагрузок между сегментами в подпятниках с эластичной опорой обеспечивается автоматически и более равномерно, чем в подпятниках с жесткой опорой, где такое автоматическое распределение практически отсутствует. Равномерное распределение нагрузок в пределах площади каждого сегмента обеспечи-

babbitt. The segments of the thrust bearing rest on elastic or rigid supports of different designs. Elastic supports are made in the form of spiral or other springs, lever equilizers or constitute a hydraulic system consisting of oil-filled communicating vessels in the form of bellows. Rigid supports are made in the form of bolts, washers or other relatively rigid rests arranged eccentrically under the segments. Some other designs are also in use.

The rotating part of the thrust bearing is a thrust collar fitted on the shaft. A steel thrust runner with a mirror surface is bolted and pinned to the thrust collar. In some foreign designs there are no such runners and the bearing surface of the collar functions as a mirror surface. Such a design is inconvenient in installation and operation because if the bearing surface is not normal to the shaft axis, it is impossible to remedy this defect without setting it upon the machine and in case of scratches on the mirror surface grinding and polishing appear difficult. In other designs the stationary part of the thrust bearing is a disk and the rotating one is a non-split disk or a disk split in two parts or a group of segments.

One of pre-requisites of a thrust bearing of any type is its capacity to ensure a quick change-over from a semi-dry friction of parts to a liquid friction during start-up and to maintain such liquid friction under any conditions of operation. In other words, in the process of the unit operation the rotating runner sucks in the oil continuously and forms a thin oil film between working surfaces of the runner and segments. The oil film is maintained automatically and continuously.

Efficiency of the thrust bearing varies directly with the thickness of the oil film formation which depends on many factors (see Section 5-8, Subsection C).

One of the principle factors determining the dependable operation of the thrust bearing is its capacity to have relatively equal loads upon separate segments during operation and uniform division of loads throughout the area of each segment. Division of loads between segments in thrust bearings with an elastic support is ensured automatically and here this division appears more uniform than in thrust bearings with a rigid support where loads are not actually shared automatically. The higher degree of friction surface finish the more uniform is the division of loads over

вается лучше у тех подпятников, где лучше пригнаны друг к другу трущиеся пары и где эта пригонка меньше подвергается изменениям в процессе работы от механических и тепловых деформаций.

Если работа разнообразных конструкций подпятников отечественного и зарубежного производства удовлетворяет требованиям эксплуатации при небольших осевых и удельных на них нагрузках, то создание подпятников на осевые нагрузки более 2000 тс при удельном давлении 60 кгс/см² и выше — весьма серьезная задача. Это объясняется в первую очередь тем, что с увеличением размеров деталей, практически при той же толщине масляной пленки, вследствие трудности обработки и тепловых деформаций увеличивается кривизна поверхностей трущихся пар.

Б. РАЗЛИЧНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ИСПОЛНЕНИЯ ПОДПЯТНИКОВ

Подпятники с сегментами, расположенными на пружинах. На рис. 156 представлен подпятник фирмы ASEA с сегментами, расположенными на спиральных пружинах, и с встроенным направляющим подшипником генераторного вала.

Масло для смазки трущихся поверхностей в этом типе подпятников охлаждается установленными за пределами ванны водяными охладителями, через которые его прогоняют специальные насосы.

Каждый сегмент такого подпятника опирается на несколько оттарированных специальных пружин, подобранных и расположенных под сегментом так,

the area of each segment provided that this finish is less subject to changes due to mechanical and thermal deformations.

Different designs of thrust bearings of Soviet and foreign manufacture meet the demands of operation at small axial and specific loads but at axial loads of more than 2000 tf and unit pressure of 60 kgf/cm² and higher the thrust bearings are a problem of great concern. It is explained primarily by the fact that the curvature of friction surfaces increases with dimensions of parts with almost the same thickness of the oil film due to difficulties encountered during machining and because of thermal deformations.

B. DIFFERENT DESIGN FEATURES OF THRUST BEARINGS

Thrust bearings with segments mounted on springs. Fig. 156 shows the ASEA thrust bearing with segments mounted on spiral springs and with a built-in guide bearing of the generator shaft.

In this type of thrust bearings the oil lubricating the friction surfaces is cooled down by water coolers installed outside the oil baths through which it is delivered by special pumps.

Each segment of this type of thrust bearings rests on several special calibrated springs selected and arranged under the segment so that the resultant

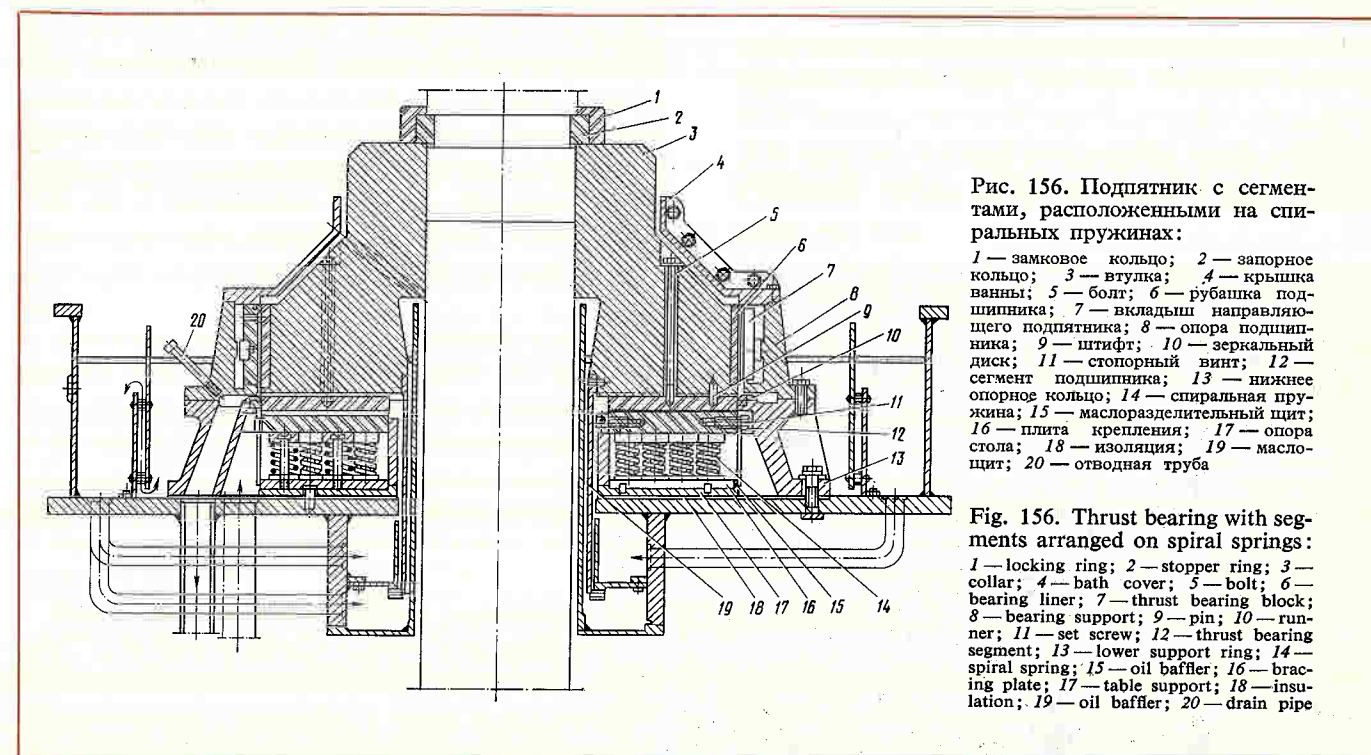


Рис. 156. Подпятник с сегментами, расположенными на спиральных пружинах:

1 — замковое кольцо; 2 — стопорное кольцо; 3 — втулка; 4 — крышка ванны; 5 — болт; 6 — рубашка подшипника; 7 — вкладыш направляющего подшипника; 8 — опора подшипника; 9 — штифт; 10 — зеркальный диск; 11 — стопорный винт; 12 — сегмент подшипника; 13 — нижнее опорное кольцо; 14 — спиральная пружина; 15 — маслоразделительный щит; 16 — плита крепления; 17 — опора стола; 18 — изоляция; 19 — маслощит; 20 — отводная труба

Fig. 156. Thrust bearing with segments arranged on spiral springs: 1 — locking ring; 2 — stopper ring; 3 — collar; 4 — bath cover; 5 — bolt; 6 — bearing liner; 7 — thrust bearing block; 8 — bearing support; 9 — pin; 10 — runner; 11 — set screw; 12 — thrust bearing segment; 13 — lower support ring; 14 — spiral spring; 15 — oil baffle; 16 — bracing plate; 17 — table support; 18 — insulation; 19 — oil baffle; 20 — drain pipe

чтобы равнодействующая сил реакции этих пружин была несколько смещена от средней радиальной линии сегмента к его выходной кромке. Величина этого смещения должна быть такой, чтобы в процессе работы агрегата сегмент под воздействием пары сил из равнодействующих от реакции пружин и от масляного клина мог наклониться в сторону входной кромки. В процессе пуска и работы агрегата это облегчит образование масляной пленки между трущимися парами — сегментами и диском. Численное значение такого эксцентриситета, как правило, находится в пределах от 2 до 12% и зависит от конструкций подпятников и удельных, а также осевых давлений. Эластичные пружины под сегментами создают весьма благоприятные условия для работы подпятника даже в тех случаях, когда его диск имеет некоторую кривизну или перпендикулярность рабочей поверхности относительно оси вращения агрегата. Однако трудность изготовления таких подпятников для крупных гидроагрегатов с большими осевыми и удельными нагрузками ограничивает область их применения, поэтому применяют их на сравнительно небольшие удельные и осевые давления.

Наличие в составе подпятников насосов, обеспечивающих принудительную циркуляцию масла, является существенным недостатком, так как снижает надежность работы подпятникового узла.

Подпятник на гидравлической опоре. Впервые подпятник на гидравлической опоре (рис. 157) был создан на заводе „Уралэлектротяжмаш“ для работы при больших осевых и удельных нагрузках. Он представляет собой конструкцию с эластичной опорой и самоустанавливающимися сегментами.

Для уменьшения неблагоприятного влияния тепловых деформаций сегменты этого подпятника сделаны двухслойными. Каждый сегмент опирается на шаровую опору винта, ввернутого в головку эластичного сильфона. Сильфонные опоры наполнены

force of reaction of these springs is somewhat displaced from the middle radial line of the segment to the trailing edge. The magnitude of this displacement should be such that in the course of the unit operation the segment under the effect of a couple of forces of reaction of the spring and the oil wedge may tilt to the leading edge. During starting and operation of the unit it facilitates the formation of the oil film between friction surfaces of the segment and the runner. The numeric value of this eccentricity varies, as a rule, between 2 and 12% and depends on the design of the thrust bearing, specific and axial pressures. The elastic springs under the segments create favourable operating conditions for the thrust bearing even in case of curvature and vertical misalignment of the runner working surface with regard to the axis of rotation. Difficulties in manufacture of such thrust bearings intended for large hydraulic units with high axial and specific loads limit the field of their application and therefore they are used for relatively small specific and axial pressures.

The pumps ensuring a forced oil circulation are considered a grave disadvantage because they affect serviceability of the thrust bearing.

Thrust bearing on a hydraulic support. The thrust bearing on a hydraulic support (Fig. 157) was manufactured at the "Uralelectrotjzhmash" plant. It was designed for operation under high axial and specific loads. It represents a construction with an elastic support and self-aligning segments.

For elimination of unfavourable effect of thermal deformations the segments of this type of thrust bearings are made double-layer. Each segment rests on a spherical bearing screwed into the head of the elastic bellows. The bellows supports are filled with oil and connected to each other with communicating channels.

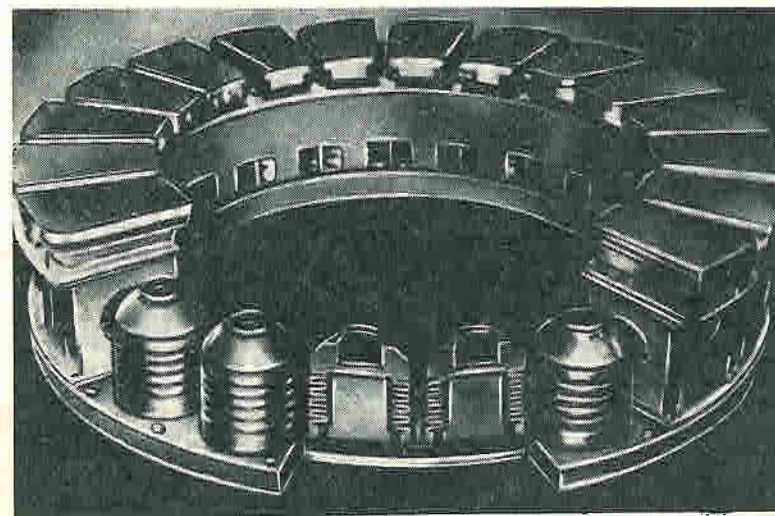


Рис. 157. Подпятник на гидравлической опоре с автоматическим выравниванием нагрузки между сегментами

Fig. 157. Thrust bearing on hydraulic support with automatic load equalizing between segments

маслом и соединены между собой сообщающимися каналами.

Внутри камеры каждого сильфона расположены специальные бобышки-заполнители, которые уменьшают объем масла и дополнительные напряжения, получаемые стенками сильфона вследствие разности коэффициентов объемного расширения масла и металла при нагреве. Ввернутая в головку сильфона винтовая опора с шарообразной головкой, так же как и в других конструкциях подпятников с винтовой опорой, располагается с некоторым эксцентриситетом относительно радиальной линии, проходящей через середину сегмента. Эксцентриситет, как уже упоминалось выше, необходим для образования масляной пленки при пуске и работе гидроагрегата.

Автоматическое выравнивание нагрузки между всеми сегментами, обеспечиваемое в результате гидравлической связи сильфонов, — весьма ценное преимущество этого типа подпятников. Благодаря автоматическому выравниванию давлений на сегменты уменьшаются неблагоприятные воздействия, вызываемые неровностью поверхности трения диска и перпендикулярностью этой поверхности к оси вращения гидроагрегата.

Подпятник такой конструкции впервые был установлен в 1951 г. на Свирской ГЭС, где он успешно прошел эксплуатационные испытания при осевом давлении 1500 тс с доведением удельной нагрузки до 80 кгс/см². После всесторонних испытаний этот подпятник при удельном давлении 66 кгс/см² поставлен на постоянную эксплуатацию. Позднее по проекту завода „Уралэлектротяжмаш“ Новосибирский турбогенераторный завод изготовил несколько комплектов таких подпятников для гидроагрегатов Иркутской ГЭС. Конструкция их включает в себя двенадцать двухслойных сегментов с толщиной верхнего слоя 50 мм при средней ширине сегмента 532 мм и длине 610 мм. Эти сегменты расположены по окружности с наружным диаметром 3370 мм и внутренним 2150 мм. Масляная ванна подпятника имеет постоянный объем, охлаждаемый водяными охладителями, установленными внутри ванны.

Довольно длительная эксплуатация этого подпятника при осевом давлении 2000 тс, удельном 52 кгс/см² и средней скорости перемещения диска по сегментам 12 м/с подтвердила его весьма хорошую работоспособность и эксплуатационную надежность. Надо полагать, что такая конструкция прогрессивна и пригодна для значительно больших осевых и удельных давлений.

Подпятник на балансирных рычажных опорах. Представленный на рис. 158 подпятник с балансирными рычагами конструкции завода „Уралэлектротяжмаш“ относится к числу подпятников, в которых нагрузка между сегментами распределяется

The inner chamber part of each bellows houses special boss-fillers which reduce the volume of the oil and additional stresses of the bellows walls caused by the difference of coefficients of volumetric expansion of the oil and metal on heating. A support with a spherical head screwed into the bellows head much like other designs of thrust bearings with a screw support is arranged with a certain eccentricity with respect to the radial line passing through the middle of the segment. As has been mentioned above, eccentricity is required to form an oil film during start-up and running of the unit.

Automatic division of loads upon all segments is ensured through the hydraulic connection between bellows which is considered an important advantage of this type of thrust bearings. Automatic division of load on segments decreases the unfavourable effects caused by roughness of the runner friction surface and vertical misalignment of this surface with respect to the axis of unit rotation.

The first thrust bearing of such design was installed at the Svirskaya hydroelectric power plant in 1951. This bearing, upon having passed comprehensive tests with an axial pressure of 1500 tf and a specific load brought up to 80 kgf/cm², was placed in commercial operation at 66 kgf/cm² specific pressure. Later on the basis of the design developed by the "Uralelectrotjzhmash" plant the Novosibirsk Turbogenerator Construction Works manufactured several sets of such thrust bearings for the Irkutskaya hydroelectric power plant. This design comprises twelve double-layer segments with an upper layer thickness of 50 mm, average width of a segment, 532 mm and length 610 mm. The segments are arranged over the periphery with the outer diameter of 3370 mm and inner diameter of 2150 mm. The oil bath of the thrust bearing contains a constant volume cooled by water coolers installed within the bath.

A rather long period of operation of this thrust bearing under an axial pressure of 2000 tf, a specific pressure of 52 kgf/cm² and an average speed of the runner over segments of 12 m/s have confirmed its adequate serviceability. This design of the thrust bearing is believed to be promising and suitable for higher axial and specific loads.

Thrust bearings on lever equilibrizers. Fig. 158 shows a thrust bearing with lever equilibrizers. This design was developed by the "Uralelectrotjzhmash" plant and represents a thrust bearing in which the load upon segments is shared automatically. Each segment of the thrust bearing rests through an elastic disk on equilibrizers which are levers of the first and the second order.

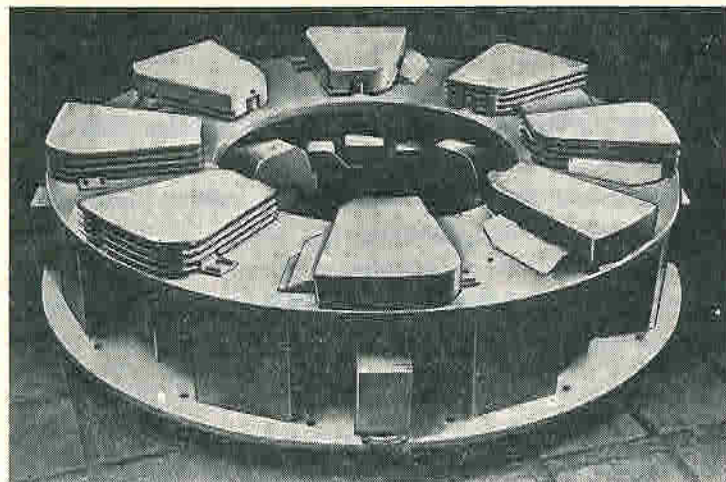


Рис. 158. Подпятник на балансирах рычажных опорах

Fig. 158. Thrust bearings on lever equalizers

автоматически. Каждый сегмент этого подпятника опирается через упругую тарелку на балансиры, которые представляют собой систему рычагов первого и второго рода.

Для обеспечения большей чувствительности системы упор рычагов на коромысла и коромысел между собой производится посредством цилиндрических стержней из хромистой закаленной стали, концы которых имеют сферические поверхности. Так как плечи коромысел и рычагов в пределах точности изготовления делаются одинаковыми, то и распределение нагрузки между сегментами практически будет равномерным, что наглядно можно проследить на рис. 159.

Чтобы усилить эффект отбора маслом тепла, половина сегментов на этом подпятнике сделана (рис. 158) с ребристым периметром. Это позволило в процессе эксплуатации снизить температуру на сегментах в среднем на 4°C сравнительно с температурой на сегментах с гладкими гранями.

Опыты, проведенные в процессе монтажа этого подпятника, подтвердили весьма высокую чувствительность такой системы к выравниванию нагрузок между сегментами. Так, например, при нажатии рукой на нижний конец вал агрегата при отсутствии турбинного подшипника свободно качался, перемещая соответственно в осевом направлении зеркало на величину до $\pm 2,5$ мм, причем плотное прилегание сегментов к зеркалу сохранялось.

Опыт эксплуатации и проведенные испытания, при которых совершено около двадцати пусков и остановок в самых тяжелых режимах, включая горячие пуски и остановки на выбеге, подтвердили равномерное распределение нагрузки на сегменты и высокую работоспособность этих подпятников.

Надо полагать, что такие подпятники могут значительно продвинуться в область больших осевых и удельных нагрузок. Однако на агрегаты с осевым давлением более 2000 тс, при котором резко возрастут силы трения в выравнивающей системе, уста-

To ensure higher response of the system, the lever-on-rocker and rocker-on-rocker thrusts are effected through cylindrical rods made of chromium hardened steel the ends of which have spherical surfaces. Since the arms of rockers and levers are similar within the limits of technological accuracy, the load between the segments is practically equally shared, as is illustrated in Fig. 159. In order to increase the effect of heat removal by the oil, one half of segments in this type of thrust bearings (Fig. 158) is made ribbed around the periphery. This makes it possible in the course of operation to lower the temperature of segments by 4°C on the average as compared with that of the segments with smooth sides.

The tests carried out during installation of this thrust bearing confirmed rather high response of the system to the division of load between segments. For instance, when pressing the lower end by the hand the shaft of the unit (in case there is no turbine roller bearing) swings freely and moves the mirror surface in the axial direction through ± 2.5 mm, respectively. As this takes place, a tight contact between the segments and the runner surface is maintained.

Operating experience and the tests during which about twenty start-ups and shutdowns under most severe conditions including hot start-ups and shutdowns at rundown confirmed the uniform division of loads between the segments and high serviceability of this type of thrust bearings.

It is to be thought that these thrust bearings may enter into the field of application of high axial and specific loads. However, installation of this type of thrust bearings in the unit with an axial pressure higher than 2000 tf, where friction forces in the equilized system rise up sharply, will hardly provide high serviceability of the hydropower units.

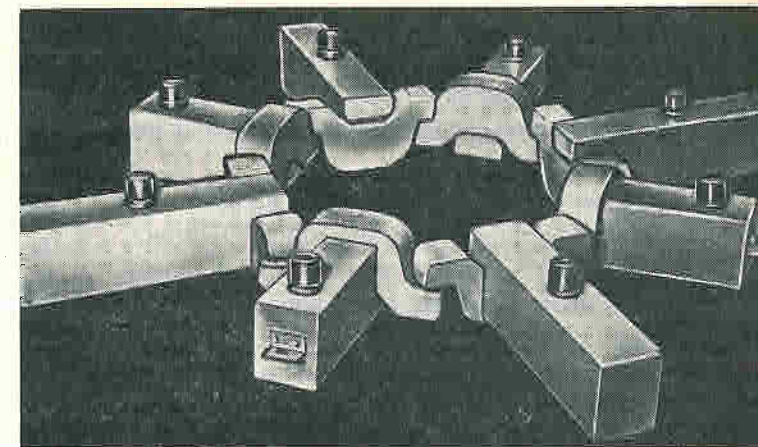


Рис. 159. Рычажные балансирующие опоры сегментов подпятника

Fig. 159. Lever equalizer supports of thrust bearing segments

новка их, вряд ли сможет обеспечить высокую работоспособность гидроагрегатов.

Подпятник на винтовых опорах. В Советском Союзе наиболее распространены подпятники конструкции завода „Электросила“, сегменты которых опираются на шаровые поверхности винтовых опор. Они устанавливаются на гидроагрегатах любых габаритов и мощностей и воспринимают осевые нагрузки до 3400 тс при удельном давлении до 64 кгс/см^2 и более.

Thrust bearings on screw supports. In the USSR the thrust bearings of the "Electrosila" works design have been used most extensively. In this design the segments of the thrust bearings rest on spherical surfaces of screw supports. These thrust bearings are installed at the hydropower units of any dimensions and capacity and take axial loads of up to 3400 tf and specific pressure of above 64 kgf/cm^2 .

The segments of these thrust bearings are made solid, thick and double-layer with the thickness of the

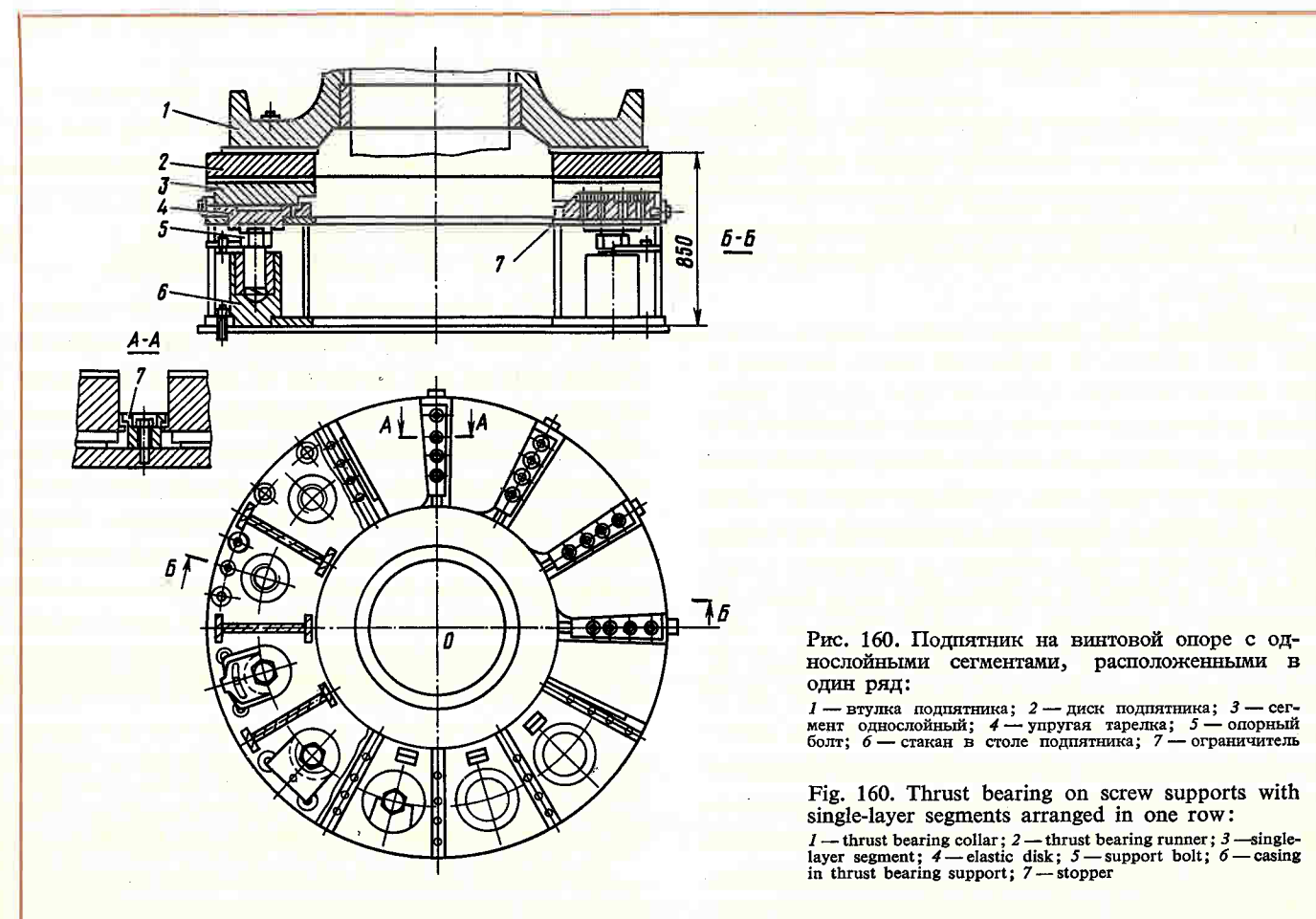


Рис. 160. Подпятник на винтовой опоре с однослойными сегментами, расположенными в один ряд:

1 — втулка подпятника; 2 — диск подпятника; 3 — сегмент однослойный; 4 — упругая тарелка; 5 — опорный болт; 6 — стакан в столе подпятника; 7 — ограничитель

Fig. 160. Thrust bearing on screw supports with single-layer segments arranged in one row:

1 — thrust bearing collar; 2 — thrust bearing runner; 3 — single-layer segment; 4 — elastic disk; 5 — support bolt; 6 — casing in thrust bearing support; 7 — stopper

Сегменты этих подпятников делают как целыми, толстыми, так и двухслойными с тонкой верхней частью толщиной порядка 50 мм. В зависимости от конструкции сегменты располагают в один или два ряда по окружности.

На рис. 160 показан однорядный подпятник с самоустанавливающимися однослойными сегментами. Масляная ванна этого подпятника имеет постоянный объем масла, охлаждаемого водяными маслоохладителями, расположенными внутри ванны. Эта конструкция проста в изготовлении и монтаже и при нагрузках до 3000 тс обеспечивает в процессе работы устойчивое образование масляной пленки.

Работа такого подпятника при нагрузках более 3000 тс, когда сравнительно высока температура охлаждающей воды, а также при тяжелых пусковых режимах затрудняется. Поэтому заводом „Электросила“ в эту конструкцию были введены некоторые дополнения. Первое из них сводится к установке в верхней части под баббитом спирально или иначе расположенных медных трубок, по которым циркулирует охлаждающая вода, подводимая из трубопровода системы охлаждения генератора. Такое непосредственное охлаждение сегментов значительно уменьшает тепловые деформации их и сохраняет наибольшую толщину масляной пленки, в первую очередь на середине сегмента. Однако следует отметить как недостаток недопустимость применения для этих целей неотфильтрованной воды, которая может засорить охлаждающие трубки ракушками и другими предметами.

Второе мероприятие, направленное на улучшение условий образования масляной пленки при пусках и остановках гидроагрегата, сводится к принудительной подаче масла под давлением к трущимся поверхностям подпятника перед пуском и в процессе остановки агрегата.

Устройство для принудительной подачи масла (рис. 161) состоит из подающей масло системы в виде насоса высокого давления (или другого механизма) и кольцевого трубопровода, соединенного с каждым сегментом. Во время пуска и остановки гидроагрегата насос или другой механизм забирает масло из ванны и подает его в кольцевой трубопровод, от которого через штуцеры и отверстия в сегментах оно поступает в углубления в виде чашек на баббитовой поверхности сегментов. Диаметр этих углублений 120—180 мм, глубина переменная: от 0,35 мм в центре окружности она сходит на нет к ее краям. Как только подаваемое в эти чашки масло начнет просачиваться между сегментами и зеркалом, давление в магистрали перестает повышаться и агрегат можно запускать. При достижении агрегатом нормальных оборотов подача масла прекращается. В чаше образуется давление, равное давлению мас-

upper part of about 50 mm. The segments are arranged in one or two rows over the periphery, which depends on the design.

Fig. 160 illustrates a single-row thrust bearing with self-aligning single-layer segments. The oil bath of this type of thrust bearing has a constant volume of oil cooled by water-coolers positioned within the bath. This design is simple in manufacture and installation and under loads of up to 3000 tf it ensures a stable formation of the oil film during operation.

Operation of this type of thrust bearings under loads higher than 3000 tf at relatively high temperature of the cooling water and under the most arduous start-up conditions presents certain difficulties. Therefore, the designers of the "Electrosila" works introduced some modifications. One of them lies in the installation of copper pipes arranged spirally or otherwise in the upper section under the babbit lining through which cooling water supplied from the pipeline of the generator cooling system circulates. Such a direct cooling of segments considerably reduces thermal deformations and maintains maximum thickness of the oil film, first of all in the middle of the segment. However, it should be noted that a disadvantage resides in the fact that it is impossible to use non-filtered water which may clog up the cooling pipes with shell rock or other debris.

Another modification aimed at the improvement of conditions of formation of the oil film during start-up and shutdown is a forced supply of oil under pressure to friction surfaces of the thrust bearing before start-up and during shutdown.

The forced oil supply arrangement (Fig. 161) consists of a high pressure pump (or other mechanism) and a circular piping connected to each segment. During start-up and shutdown of the unit the pump or other mechanism takes the oil from the bath and delivers it to the circular piping wherefrom it is supplied (through pipe unions and holes) to the cup-shaped cavities on the babbit surface of segments. These cavities are 120—180 mm in diameter and variable in depth; it varies from 0.35 mm at the centre and drops to zero at the edges. As soon as the oil starts seeping between segments and the runner, the pressure in the pipe will cease rising and the unit can be started. As soon as the unit has gained speed, the oil supply terminates and a pressure equal to that of the oil wedge in this zone, is formed in the cup-shaped cavity. Then the non-return valves of the sleeves are closed.

Introduction of forced oil supply under pressure to the friction surfaces promotes the formation of the oil

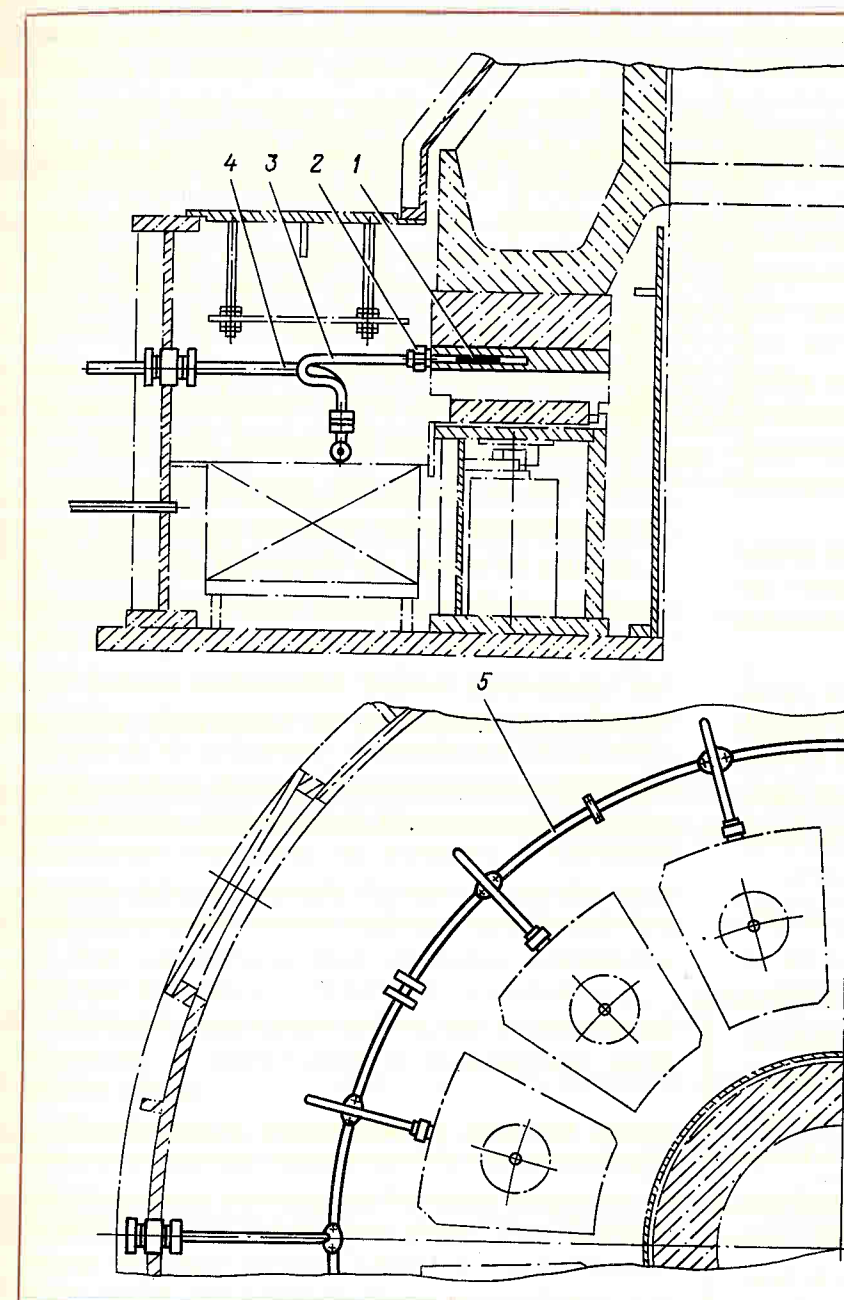


Рис. 161. Общий вид устройства для принудительной подачи масла под давлением к трущимся поверхностям подпятника:

1 — сегмент; 2 — штуцер с обратным клапаном; 3 — отводы от коллектора к сегментам; 4 — подвод к коллектору; 5 — коллектор

Fig. 161. General arrangement of device for forced oil delivery under pressure to friction surfaces of thrust bearing:

1 — segment; 2 — sleeve with non-return valve; 3 — branch pipes from manifold to segments; 4 — supply pipings to manifold; 5 — manifold

ляного клина в этой зоне, и обратные клапаны штуцеров закрываются.

Введение принудительной подачи масла под давлением к трущимся поверхностям значительно облегчает образование между ними масляной пленки при пусках и остановках. Однако при работе агрегата и особенно при изменении режимов эксплуатационные качества подпятника значительно ухудшаются. Это объясняется тем, что наличие лунок и отверстий в сегментах ухудшает процесс автоматического образования масляной пленки при работе и вызывает дополнительные потери, а также неравномерный износ сегментов. Это снижает грузонесущую способность подпятника. Кроме того, наличие в узле подпятника дополнительной системы подачи масла под давлением, с обратными клапанами, насосами

film during start-up and shutdown considerably. However, during operation of the unit, and particularly under variable operating conditions, the operating quality of the thrust bearing highly deteriorates. This can be accounted for by the cavities and holes in the segments which impair the automatic formation of the oil film during operation, bring about additional losses, and give rise to non-uniform wear of the segments. All this lowers the load-carrying capacity of the thrust bearing. Besides, an additional system of oil supply under pressure comprising non-return valves, pumps and other elements complicates the operating conditions of the thrust bearing and aggravates emergency conditions.

и другими элементами усложняет эксплуатацию подпятника и вносит дополнительный источник аварии.

По мнению большинства специалистов Советского Союза, занимающихся вопросами работы подпятников, мероприятия по подаче смазки под давлением к плоскостям трения и непосредственное водяное охлаждение сегментов следует рассматривать как вынужденное, временное явление. Оно может иметь место в практике лишь до тех пор, пока не будут созданы более надежные в работе подпятники без этих дополнительных устройств. Такого же мнения придерживаются и специалисты многих зарубежных стран, где также проводились такие мероприятия.

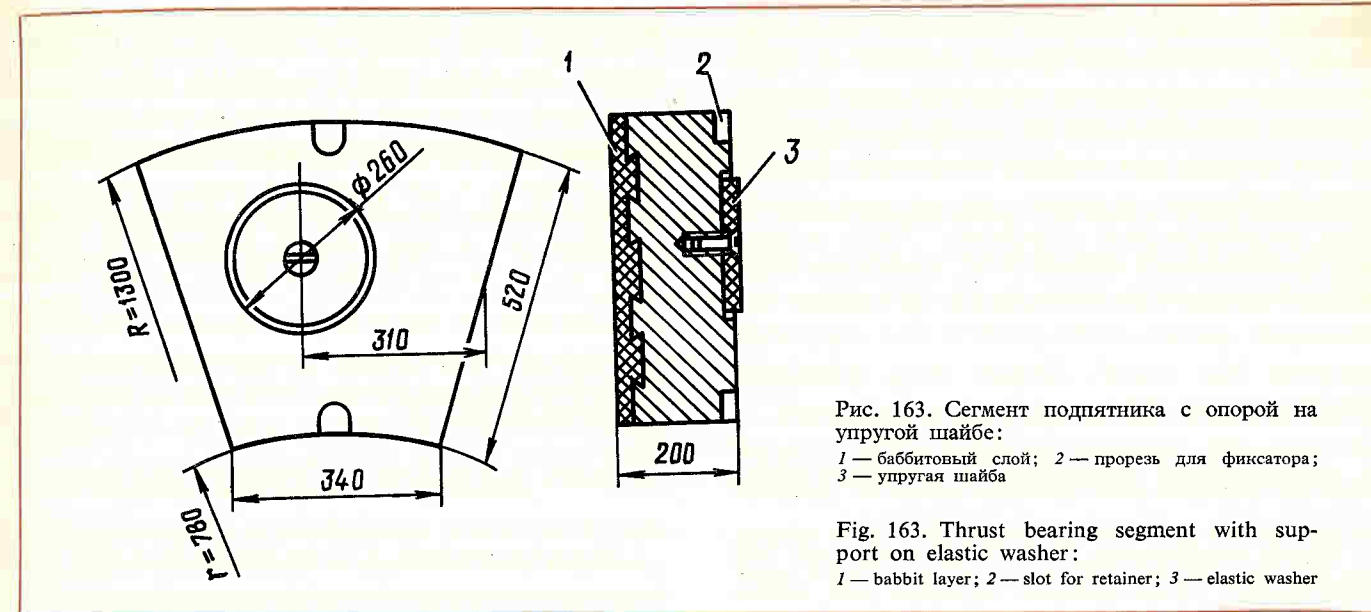
Другой разновидностью подпятников на винтовой опоре конструкции завода „Электросила“ являются подпятники с двухрядным расположением сегментов (рис. 162).

Применение в подпятниках двухрядного расположения сегментов позволило, при прочих равных

In the opinion of most Soviet specialists engaged in thrust bearing construction, the system of oil supply to friction surfaces under pressure and direct water cooling of segments should be considered as a stop-gas measure. It should be practicable until new and more reliable thrust bearings without the above-mentioned additional arrangements are developed. Many foreign specialists in this field hold the same opinion.

Another modification of thrust bearings on a screw support is the design of the "Electrosila" works with a two-row arrangement of segments (Fig. 162).

The use of the two-row arrangement of segments in thrust bearings, other conditions being equal, makes it possible to reduce the dimensions of segments by nearly one half as compared with the segments of a one-row arrangement. The two-row arrangement reduces considerably thermal deformations resulted from non-uniform distribution of temperature over the



условиях, примерно в два раза уменьшать габариты сегментов по сравнению с сегментами однорядного расположения. Это значительно снизило их тепловые деформации, вызываемые неравномерностью распределения температур по толщине, и улучшило условия работы, главным образом при пусках после кратковременной стоянки гидроагрегата. Кроме того, за счет уменьшения веса сегментов улучшились условия монтажа и эксплуатации подпятников.

Работает двухрядный так же, как и однорядный подпятник с циркуляцией и охлаждением масла внутри ванны.

Равномерность распределения нагрузки между каждой радиально расположенной парой сегментов обеспечивается балансиrom, который опирается на цилиндрическую поверхность упора. Этот балансир также несколько снижает жесткость упора. Подпятники такой конструкции были изготовлены для гидроагрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина на осевую нагрузку 3400 тс при удельном давлении 40,5 кгс/см². Во время опытов, когда удаляли несколько пар сегментов, удельная нагрузка в этих подпятниках доводилась до 57,7 кгс/см², однако подпятник также работал совершенно нормально.

В таких подпятниках регулировка высотного положения сегментов при распределении нагрузок между отдельными сегментами внутреннего и наружных рядов производится за счет опорных винтов наружных сегментов. При этом нагрузка между наружным и внутренним сегментами каждой пары распределяется автоматически. Значение ее будет обратно пропорционально длинам плеч балансира.

Подпятник на упругой шайбе. При небольших осевых и удельных нагрузках применяют также под-

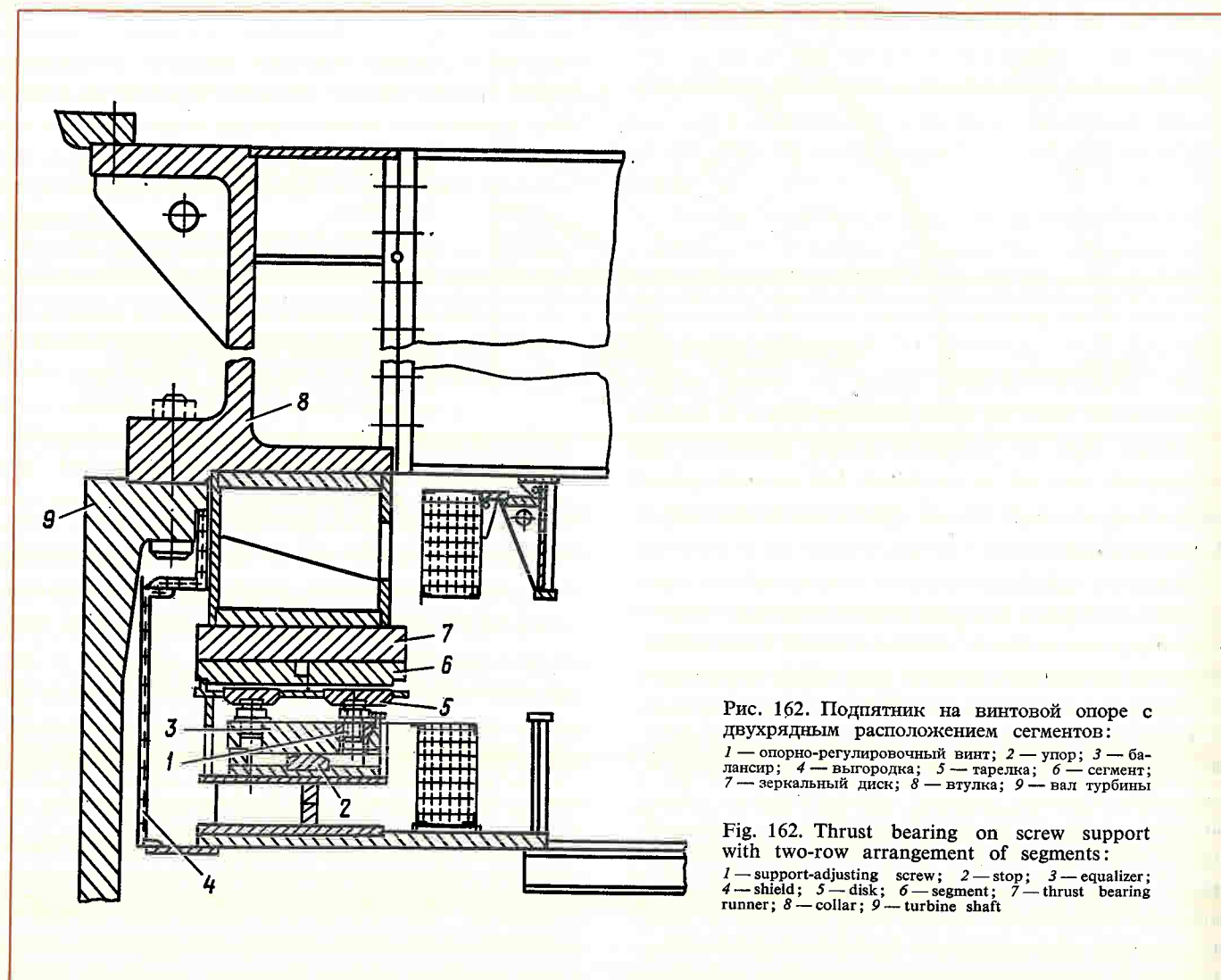
thickness and improves operating conditions, particularly during start-up after a short shutdown. Moreover, the reduced mass of segments improves conditions of installation and operation of thrust bearings.

A two-row thrust bearing operates in much the same way as a single-row one with circulation and cooling of oil inside the bath.

Uniform division of loads between each radially arranged pair of segments is ensured by an equalizer which bears against the cylindrical surface of the rest. The equalizer also slightly reduces the rigidity of the thrust. This design of thrust bearings was developed for the Lenin hydroelectric power plant on the Volga river. The thrust bearing was designed to take an axial load of 3400 tf and a specific pressure of 40.5 kgf/cm². During the tests several pairs of segments were removed and, consequently, the specific load was raised up to 57.7 kgf/cm², but after that the unit operated properly.

In this type of thrust bearings adjustment of vertical position of segments at the division of loads between segments of inner and outer rows is effected with supporting screws of the outer segments. As this takes place, the load between the inner and outer segment of each pair is shared automatically and its numerical value varies inversely with the length of the equalizer arms.

Thrust bearing on an elastic washer. At small axial and specific loads use is made of thrust bearings the segment of which rests on elastic press-board washers arranged eccentrically and directly on the disk of the



пятники, сегменты которых опираются на эксцентрично расположенные непосредственно на диске основания стола упругие прессшпановые шайбы. Простота изготовления — их ценное преимущество, но при монтаже они требуют значительно большей точности подгонки по высоте, так как здесь отсутствуют регулировочные устройства. Такой подпятник, изготовленный фирмой AEG, длительное время работает вполне удовлетворительно на каскаде № 1 Ленэнерго при осевой нагрузке 765 тс и удельном давлении 34,6 кгс/см². Сегмент этого подпятника показан на рис. 163.

В. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПОДПЯТНИКА

Ванна подпятника. Ванна подпятника (рис. 164) представляет собой сварную круглую или многогранную емкостную конструкцию 1, в которой размещаются корпус 2 с смонтированными в нем на опорах 3 сегментами 4; зеркальный диск 6 с опорной втулкой или частью ее 8; масло для смазки и охлаждения трущихся пар и охладители 5 для охлаждения этого масла, если последние не вынесены за пределы ванны.

Ванна в зависимости от конструкции генератора располагается на крышке турбины или на нижней, либо на верхней крестовинах. В некоторых конструкциях генераторов она, будучи встроенной в верхнюю или нижнюю крестовину, является их центральной частью.

table base. Their valuable advantage is ease of manufacture, but their installation requires high-accuracy vertical adjustment as there are no adjusting appliances in this design. The thrust bearing of this design manufactured by the AEG company has been in successful operation for a long time at hydroelectric power plant No. 1 of the Leningrad Power System under an axial load of 765 tf and a specific pressure of 34.6 kgf/cm². The segment of this thrust bearing is illustrated in Fig. 163.

C. MAIN ELEMENTS OF THRUST BEARINGS

Thrust bearing bath. A thrust bearing bath (Fig. 164) is round or many-sided welded construction 1, which houses casing 2, with segments 4 mounted on supports 3, runner 6 with collar or part of it 8; oil for lubricating and cooling the friction surfaces and oil coolers 5, if those are not arranged outside the bath.

The bath is located either on the headcover or on the lower or upper bracket depending on the design of the generator. In some designs of generators the bath built into the upper or lower bracket is a central part of it.

For the protection of oil against impurities and leakage out of bath cover 7 of the latter is fitted with seal 9. To form a chamber the inner section of the

Для предохранения масла от загрязнения и предотвращения утечек из ванны на ее крышке 7 монтируются уплотнения 9. Для образования емкостной полости с внутренней стороны ванны устанавливается на уплотнениях выгородка 10, которая располагается строго концентрично к деталям вращения подпятника, так как неконцентричное ее расположение приводит к нарушению нормального движения потока масла в ванне.

Корпус подпятника. Корпус подпятника любого распространенного конструктивного исполнения представляет собой сварную круглую или многогранную конструкцию, состоящую из нижнего сплошного и верхнего с отверстиями дисков, между которыми расположены вертикальные полки.

В зависимости от конструкции подпятников узлы в корпусе размещаются по-разному. Так, например, в подпятниках с опорами на спиральных пружинах (рис. 156) плиты 16, на которых устанавливаются пружины, крепятся непосредственно к нижнему диску. Здесь сегменты от радиальных и круговых перемещений фиксируются к вертикальным наружным и внутренним полкам.

В однорядных подпятниках с гидравлической и винтовой опорами на нижнем диске крепятся у первых сильфоны, а у вторых — стаканы 6 под опорные болты (рис. 160). Фиксирование сегментов от радиальных и круговых перемещений производится к верхнему диску корпуса.

В подпятниках с двухрядным расположением сегментов (рис. 164) корпус представляет несколько иную конструкцию. Здесь на нижнем диске корпуса располагаются балансиры рычажные устройства с опорными винтами и сегментами, а верхним диском фиксируются опорные тарелки и сегменты.

Опорные пружины, сильфоны, болты и тарелки. Опорные спиральные пружины 14 (рис. 156) изготавливаются из высококачественной калиброванной пружинной стали, которые после термической обработки тарируют и комплектуют под каждый сегмент в соответствии с данными тарировки. Пружины на плитах 16 располагаются в плане так, чтобы равнодействующая упругих сил всех установленных на плите пружин проходила не через центр сегмента, а с некоторым смещением от него в сторону выходной кромки сегмента. Это смещение необходимо для того, чтобы сегмент мог находиться в несколько наклонном состоянии в сторону входной кромки, что обеспечивает попадание масла между плоскостями трения. Численное значение эксцентриситета для этого типа подпятников находится в пределах от 3 до 5%. Каждая пружина устанавливается на плиту с заданным натягом и в таком положении она стопорится.

Опорные сильфоны (рис. 157) представляют собой стальные эластичные камеры, соединенные

bath is provided with shield 10 mounted on seals. The shield is arranged in a position concentric with the rotating parts of the thrust bearing because a non-concentric arrangement of the shield will result in a disturbance of oil circulation in the bath.

Thrust bearing casing. The casing of any widely used thrust bearing is a round or many-sided welded construction consisting of a lower solid and an upper perforated disk between which vertical shelves are mounted.

Depending on the design of the thrust bearing, the elements of the latter are arranged differently. For instance, in thrust bearings with supports on spiral springs (Fig. 156) plates 16 mounting the springs are fixed directly to the lower disk. In this case the segments are fixed to the vertical outer and inner shelves to hold them against radial and circular displacements.

In single-row thrust bearings with hydraulic and screw supports the lower disk houses bellows in the former case and sleeves 6 for supporting bolts in the latter case (Fig. 160). The segments are fixed to the upper disk of the casing to hold them against radial and circular displacements.

In thrust bearings with two-row arrangement of segments (Fig. 164) the design of the casing is somewhat different. Here, the lower disk of the casing houses equalizing lever devices with supporting screws and segments and the upper disk fixes the supporting plates and segments.

Supporting springs, bellows, bolts, and plates. Supporting spiral springs 14 (Fig. 156) are made of high-quality spring steel. After heat treatment the springs are calibrated and fitted to each segment in conformity with the data on calibration. The springs on plates 16 are arranged in plan so that the resultant of elastic forces of all springs mounted on the plate does not go through the centre of the segment but shifts to the outlet edge of the segment. This shift is necessary because the segment should be inclined to the inlet edge which ensures penetration of oil between the friction surfaces. The numeric value of eccentricity for this type of thrust bearings is in the range of 3 to 5%. Each spring is mounted on the plate with a specified tightness and fixed in position.

The supporting bellows (Fig. 157) are steel elastic chambers communicating via a channel through which oil can pass from one chamber to another while pressure is equalized within these chambers. The outer

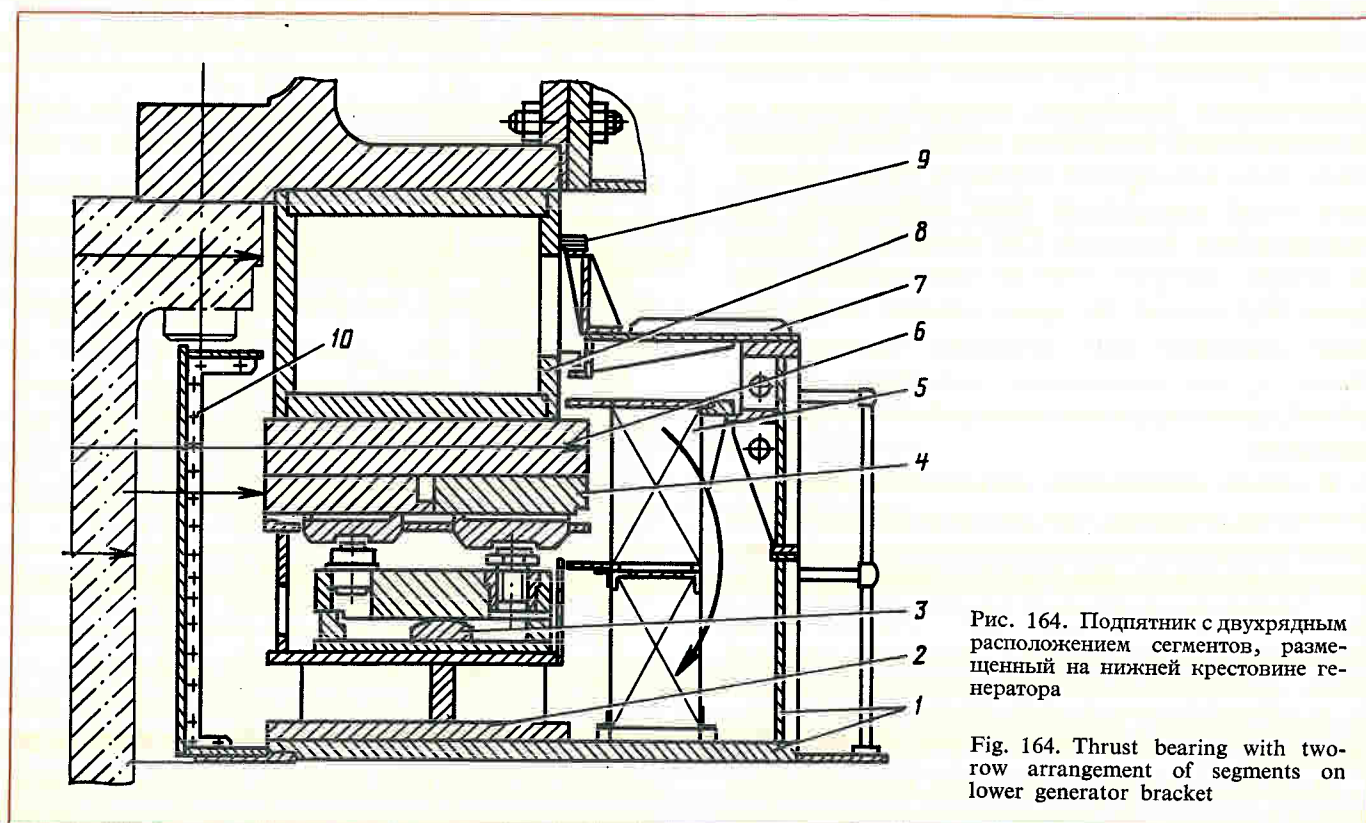


Рис. 164. Подпятник с двухрядным расположением сегментов, размещенный на нижней крестовине генератора

Fig. 164. Thrust bearing with two-row arrangement of segments on lower generator bracket

между собой каналом, по которому масло может переходить из одной камеры в другую при выравнивании в этих камерах давления. Наличие наружных и внутренних выточек на каждом сильфоне позволяет при изменении усилий на сильфон изменять его высоту. Это обстоятельство почти сводит на нет неприятное действие на подпятник, вызываемое биением диска подпятника вследствие перпендикулярности его плоскости скольжения к оси вала или наличием неровностей на диске.

В ненагруженном состоянии эта гидравлическая замкнутая система сообщающихся сосудов находится без давления. При нагрузке на подпятник осевое давление воспринимается замкнутым в системе объемом масла и лишь незначительная часть давления воспринимается сильфонами, которые действуют здесь как пружины. Вполне понятно, что сильфоны должны быть сделаны такими, чтобы они могли выдерживать практически бесконечное число изменений по высоте, не имея остаточных деформаций.

Наличие сильфонной системы на подпятнике практически обеспечивает автоматическое распределение нагрузок между сегментами и снижает требования к регулировке сегментов и выверке биения диска. Это объясняется тем, что здесь даже при ощутимых биениях диска толщина масляной пленки между диском и сегментами практически будет одинаковой.

Опорные болты 5 (рис. 160) с одного конца имеют нарезку для регулирования его по высоте относительно стакана корпуса, а с другого—сферическую термически обработанную шлифованную головку, на которую опирается тарелка 4. В подпятниках без упругих тарелок на головку болта опирается непосредственно сегмент подпятника.

За последнее время в целях снижения сил трения между сферической головкой и тарелкой опорные болты стали делать составными (рис. 165), состоящими из болта 1 с нарезкой, сделанного из углеродистой стали, и вкладыша 2 со сферической поверхностью из подшипниковой стали. Этот термически обработанный и тщательно отшлифованный вкла-

and inner grooves in each bellows make it possible to change the height of the bellows when forces on them vary. This design minimizes the unfavourable effect on the thrust bearing caused by the runout of the runner due to vertical misalignment of its sliding surface with respect to the shaft axis or due to rough spots on the runner.

Under no-load conditions this closed-circuit hydraulic system of communicating vessels is pressureless. When a load is applied to the thrust bearing, axial pressure is taken by the oil volume in the closed-circuit system and only a small part of pressure is taken by bellows which in this case work like a spring. It is clear that the bellows should be designed to withstand practically unlimited number of variations in height without any residual strains.

The system of bellows in the thrust bearing ensures automatic division of loads between segments and derates the requirements for adjustment of segments and run-out of the runner. This is explained by the fact that even at perceptible run-out of the runner the thickness of the oil film between the runner and segments will be practically similar.

Supporting bolts 5 (Fig. 160) are threaded on one end for adjustment in height with respect to the casing sleeve. The other end is provided with a spherical heat-treated ground head that supports plate 4. In thrust bearings without elastic plates the segments rest directly on the bolt head.

In recent years, in order to reduce friction forces between the spherical head and the plate the bolts have been made sectional (Fig. 165) consisting of threaded carbon steel bolt 1 and insert 2 with a spherical surface made of bearing steel. This heat-treated and thoroughly ground insert is of higher hardness and less friction resistance.

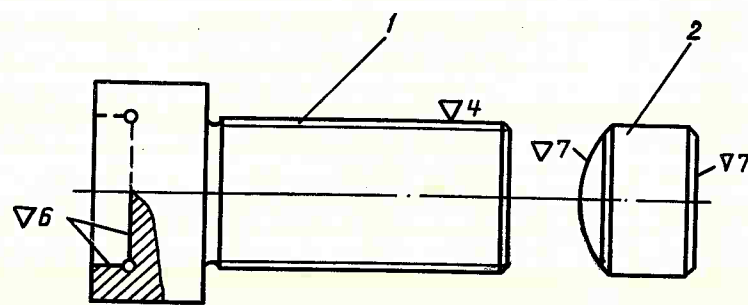


Рис. 165. Составной опорный болт

Fig. 165. Built-up support bolt

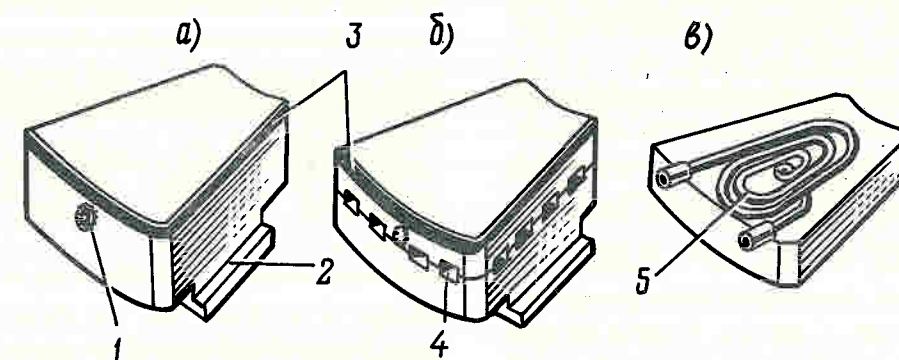


Рис. 166. Сегменты подпятника:

а—цельный стальной с баббитовой наплавкой; б—двухслойный; в—подушка сегмента со встроенным охладителем
1—отверстие для термометров; 2—упор; 3—слой баббита (взят увеличенным, не в масштабе 1:1); 4—каналы для охлаждения; 5—змеевик охлаждения под слоем баббита

Fig. 166. Thrust bearing segments:

а—Solid steel segment with babbitt liner; б—two-layer; в—segment padding with built-in cooler
1—holer for thermometers; 2—thrust; 3—babbitt layer (magnified, not in scale 1:1); 4—cooling ducts; 5—cooling coil under babbitt layer

дыш имеет значительно большую твердость и меньшее сопротивление трению.

Следует заметить, что было бы целесообразно сделать из подшипниковой стали, а также термически обработать и хорошо отшлифовать другой сопрягающийся с головкой элемент в виде вкладыша в тарелку или в сегмент, где нет тарелок. Такое мероприятие могло бы способствовать лучшему самоустанавливанию сегментов и уменьшению смятий, а следовательно, и препятствовать разрегулированию высотного положения сегментов.

Опорные упругие тарелки 4 (рис. 160) представляют собой тарельчатые пружины, придающие опоре некоторую эластичность, благодаря которой частично перераспределяются нагрузки между отдельными сегментами. Очень важно иметь одинаковую упругость этих тарелок, так как при этом нагрузка на отдельные сегменты в работе будет наиболее равномерной.

Упругие свойства тарелок определяются их геометрическими формами, размерами профиля по вертикальному сечению и твердостью материала, полученной после термообработки на всех сопоставимых участках. Так как упругие тарелки представляют собой весьма ответственный элемент опоры, влияющий на формирование масляной пленки, они перед отправкой на монтаж должны на заводе подвергаться тарированию. По результатам данных тарирования они с практически одинаковыми показателями должны комплектоваться на каждый агрегат.

На месте монтажа необходимо произвести контрольное тарирование, затем с учетом показания тарирования произвести установку высотного положения каждого сегмента, чтобы равномерно распределить нагрузку между всеми сегментами.

It should be noted that it is expedient to make another element mating the head in the form of an insert fitted in the plate or the segment, if there is no plate. This element should be made of bearing steel, heat-treated and well ground. This would ensure better self-alignment of segments and reduce crumpling and, consequently vertical misalignment of segments.

Supporting elastic plates 4 (Fig. 160) are disk springs which afford a partial re-division of loads between separate segments. It is important that these plates should possess similar elasticity because in this case the load on separate segments is most uniform.

The elastic properties of the plates are determined by their geometry, size of the profile through vertical section and hardness of the material obtained after heat treatment. Since the elastic plates are rather important elements of the support which has an effect on the formation of the oil film the plates are to be calibrated at the plant before shipment. On the basis of results of calibration plates with practically similar characteristics should be selected for each unit.

At the place of installation it is necessary to check the calibration and after that, on the basis of check results, each segment should be installed in a vertical plane so that the load is uniformly shared between all the segments.

Supporting segments. The supporting segments (Fig. 165) are the shells of the block (thrust) bearing whose working surface mounts a mirror runner which carries the whole load of rotating parts of the unit. These

Опорные сегменты. Опорные сегменты (рис. 165) представляют собой вкладыши опорного подшипника (подпятника), на рабочей поверхности которых вращается зеркальный диск, передавая всю осевую рабочую нагрузку вращающихся частей гидроагрегата. Эти вкладыши правильнее было бы назвать не сегментами, а секторами, так как каждый из них представляет собой какую-то часть кольца. Однако название сегмент твердо закрепилось за вкладышами в нашей и частично в зарубежной литературе. Далее мы также будем придерживаться этого названия.

Сегменты изготавливаются из листовой литой или ковanej стали с креплением на рабочей поверхности некоторого слоя высококачественного баббита. Они, как уже упоминалось в п.А § 5-8, делаются цельными (рис. 166, а) или по толщине разделены на два элемента: нижний массивный и верхний сравнительно тонкий (рис. 166, б). Применение двухслойных сегментов уменьшает вредные действия тепловых деформаций на образование масляной пленки между трущимися поверхностями. В двухслойных сегментах нижнее основание делается стальным, а верхняя подушка может быть стальной, латунной или дюралюминиевой. Однослойные сегменты делаются целиком стальными либо с обмедненной поверхностью.

На поверхностях соприкосновения нижнего основания и верхней подушки обычно выфрезеровываются продольные и поперечные каналы, которые способствуют лучшему охлаждению и уменьшению тепловых деформаций верхней подушки (рис. 166, б).

Габариты сегментов зависят от конструкции подпятника, определяемой осевыми и удельными нагрузками и выбором компоновки узла. Чем меньше длина и ширина сегментов, тем меньше их механические и тепловые деформации, тем лучше при прочих равных условиях работоспособность подпятника.

Наружный диаметр расположений кольца сегментов определяется величиной необходимой площади для восприятия осевого давления при определенном допустимом удельном давлении. Внутренний диаметр определяется диаметром фланца вала в зонтичных и диаметром вала в подвесных гидрогенераторах. Отношение радиальной длины сегмента к средней длине дуги его обычно составляет 0,65—0,8.

У основания каждого сегмента имеются выступы, за которые сегмент удерживается планками при подъеме ротора на тормозах, так как при этом сегменты прилипают к плоскости диска.

С целью уменьшения тепловых деформаций в сильно нагруженных подпятниках с большими тепловыделениями иногда в сегментах под слоем баббита для лучшего отбора тепла встраиваются медные

shells would be more properly classified as sectors and not segments because each of them is a certain sector of the ring. However, the term "segment" finds wide use in our country and abroad and hereinafter they should be referred to as segments.

The segments are made of cast sheet or forged steel with a high-quality babbit layer applied to the working surface. The segments, as has been mentioned in Section 5-8, A, are made solid (Fig. 166, a) or are divided in thickness into two elements: a thick lower section and a relatively thin upper one (Fig. 166, б). The use of two-layer segments reduces harmful effect of thermal deformations on the formation of an oil film between friction surfaces. In two-layer segments the lower section is made of steel and the upper one may be steel, brass or duralumin. The single-layer segments are made solid of steel or may be plated with copper.

On the surface of contact of the lower and upper section longitudinal and transverse ducts are usually milled to improve cooling conditions and to reduce thermal deformation of the upper section (Fig. 166, б).

The dimensions of segments depend on the design of the thrust bearing dictated by axial and specific loads and selection of the required arrangement. The less the length and width of segments the lower are their mechanical and thermal deformations and the better is serviceability, other conditions being equal.

The outer diameter of the ring of segments is determined by the value of the area required for taking the axial pressure at the given permissible specific pressure. The inner diameter is determined by the diameter of the shaft flange in umbrella-type generators and by the diameter of the shaft in overhung hydrogenerators. The ratio of the radial length of the segment to the medium length of its arc is usually 0.65—0.8.

Provided at the base of each segment are lugs through which the segment is held by cleats when jacking the rotor because in this case the segments stick to the runner.

To decrease thermal deformations in heavily loaded thrust bearings with high heat evolution the segments have sometimes under the babbit layer copper tubes in the form of a coil or the like through which cooling water circulates for better heat removal (Fig. 166, в).

The babbit layer on the surface of the segment or the upper section is fixed by lining or build-up with the help of a torch. Until recently the surface of the segment or the upper section contacting the babbit

трубки в виде змеевика или другой формы, по которой циркулирует охлаждающая вода (рис. 166, в).

Баббитовый слой на поверхности сегмента или подушки закрепляется заливкой или наплавкой с помощью автогенной горелки. До последнего времени на поверхности сегмента или подушки, соприкасающейся с баббитом, делались специальные канавки формы „ласточкина хвоста“ (рис. 163), которые обеспечивали наибольшую механическую прочность сцепления баббита с сегментом или подушкой.

В настоящее время баббит в большинстве случаев крепится на гладкую поверхность методом наплавки с помощью газовой горелки. При этом поверхность, на которую направляется баббит, предварительно обслуживают горячим способом.

К недостаткам крепления баббита с помощью канавок, имеющих форму „ласточкина хвоста“ следует отнести то, что наличие резких переходов в углах канавок, концентрирующих напряжения, снижает усталостную прочность соединения. Кроме того, при этом способе крепления баббита к подушке расход его примерно в 2—2,5 раза больше, чем при крепении наплавкой на гладкую поверхность.

Применение латунных или других сплавов цветных металлов для изготовления верхних подушек значительно улучшает отвод тепла от баббита. Нанесение на остальные подушки некоторого слоя (3—4 мм) меди также значительно улучшает отвод тепла от баббита, так как теплопроводность меди в несколько раз больше теплопроводности баббита.

При изготовлении сегментов и наплавки на их поверхность баббита необходимо тщательно следить за соблюдением правил технологии, так как всякие отклонения от технологии изготовления и наплавки могут значительно снизить работоспособность подпятника. Так, плохая или неполная термообработка сегментов, а в двухслойном исполнении подушек может привести к вспучиванию и отрыву слоя баббита от подушки выделяемым из стали водородом. Плохая наплавка и низкий уровень ультразвукового контроля также могут привести к отслоению баббита.

Для установки датчиков температуры — термометров сопротивления и барометрических термосигнализаторов — в сегментах на границе с баббитом просверливают глухие отверстия с нарезкой под штуцер крепления.

Зеркальный диск. Зеркальный вращающийся диск подпятника 6 (рис. 164) делается из цельнокованной стальной кольцевой заготовки. К обработке торцовых поверхностей диска предъявляются исключительно высокие требования в отношении соблюдения параллельности плоскостей, а также чистоты обработки его зеркальной рабочей поверхности. Отклонение от параллельности плоскостей допускается

was provided with special grooves made in the form of a "dovetail" (Fig. 163). These grooves provided maximum mechanical strength of the contact between the babbit and the segment or the upper section.

At the present time the babbit in most cases is fixed to a smooth surface by build-up with the help of a torch. In this case the surface on which the babbit is built up is tinned with the hot method beforehand.

One of disadvantages of babbit fixing with the help of dovetail grooves is that a sudden change in concentric stresses at the corners of the grooves cuts down the fatigue strength of the connection. Besides, in this method of fixing the babbit on the surface of the upper section of the segment the consumption of the babbit is 2—2.5 times higher than in the method of building-up on a smooth surface.

The use of brass or other alloys of non-ferrous metals for making the upper section of the segment improves heat removal from the babbit. A layer of copper of some 3—4 mm in thickness also makes for good heat removal from the babbit because heat conduction of copper is several times higher than that of babbit.

When making segments and building up babbit one should carefully follow the assigned specifications because any deviations may result in deterioration of serviceability of the thrust bearing. For instance, incomplete or improper heat treatment of segments or the upper section of segments may bring about swelling up and break-off of the babbit layer by liberation of hydrogen from the steel. Improper building-up and inaccurate ultrasonic inspection may also result in chipping-off of the babbit.

For installation of temperature transmitters (resistance thermometers and barometric temperature detectors) blind holes with threads for pipe unions shall be drilled in segments on the boundary with the babbit.

The runner. The runner of the thrust bearing 6 (Fig. 164) is made of a seamless forged round steel blank. Extremely heavy demands are placed upon face machining as concerns parallel alignment of planes and the degree of its mirror surface finish. Parallel misalignment of planes should not be more than 0.03 mm and the degree of its mirror surface finish should be not less than class 8.

For elimination of deformations due to redistribution of inner stresses the blank of the runner should be grinded for a long time or heat treated many times. Improper and incomplete heat treatment will cause

не более 0,03 мм, а чистота обработки зеркальной поверхности диска должна быть не ниже 8-го класса.

В целях исключения деформаций за счет перераспределения внутренних напряжений заготовку диска необходимо подвергать длительному стиранию или многократной термообработке. Плохая неполная термообработка, так же как и в сегментах, приводит впоследствии к повреждению зеркальной поверхности выделяющимся из толщин диска водородом.

В целях сохранения диском стабильности его делают весьма толстым. Чем больше диаметр диска, тем больше его толщина. Так, у дисков диаметром до 5 м толщина делается до 250 мм.

Обработка зеркальной поверхности диска представляет собой весьма трудоемкую и сложную работу. После чистовой обработки поверхность подвергается черновому, а затем чистовому суперфинишрованию, которое продолжается по нескольку дней.

Втулка подпятника. Втулка подпятника 1 (рис. 160) представляет собой весьма жесткую конструкцию, к которой крепится зеркальный диск и через которую вся осевая рабочая нагрузка гидроагрегата передается на сегменты подпятника.

В гидрогенераторах зонтичного типа она одновременно является и втулкой ротора.

Втулки подпятника делаются стальными литыми, коваными или сварными. Кованые втулки лучше, так как имеют более плотную структуру, что весьма важно в случаях, когда втулка одновременно является и шейкой подшипника.

Существует множество конструкций втулок, которые определяются компоновкой гидрогенератора.

Заготовка втулки подпятника, так же как и диска, должна подвергаться длительному старению или хорошей термообработке так, чтобы в процессе эксплуатации гидрогенератора не происходило перераспределения остаточных напряжений, сопровождаемого обычно деформацией. Ранее втулки подпятников зонтичных гидрогенераторов сажали на вал со шпонкой или без нее в горячем состоянии с большим натягом; при этом втулка неравномерно деформировалась, вызывая биение ее опорной плоскости при вращении вала в подшипниках. Если втулка затем не протачивалась вместе с валом, это биение устранялось на монтаже. В генераторах подвесного типа производилась плотная посадка втулки на вал и биение опорной части наблюдалось меньше. Посадка втулок с меньшим натягом вызывала контактную коррозию между посадочными поверхностями.

Для уменьшения деформаций и контактной коррозии в посадочные места на втулках за последнее время стали закреплять слой меди, а посадку делать с меньшим натягом. Слой меди в настоящее время наносится электронаплавкой. Такую же наплавку для уменьшения контактной коррозии между диском и втулкой стали делать на опорную поверхность втулки.

damage to the mirror surface due to liberation of hydrogen in much the same way as in segments.

In effort to maintain its stability the mirror is made rather thick. The thickness of the runner varies directly with its diameter. For instance, the runners of up to 5 m in diameter are up to 250 mm in thickness.

The machining of the mirror surface of the runner is laborious and complicated work. After finishing the surface is subjected to rough and then to final superfinishing during several days.

The collar of the thrust bearing. The collar of thrust bearing 1 (Fig. 160) is a rigid construction to which a mirror runner is fastened and by means of which all axial work load of the hydropower unit is transmitted to the segments of the thrust bearing. In hydrogenerators of the umbrella-type the collar is the rotor hub at the same time.

The collars of thrust bearings are cast, forged, or welded steel structures. Forged collars are considered better because of a more consistent structure which is particularly important when the collar is a journal at the same time.

There are many designs of collars determined by the make-up of hydropower units.

Similarly to the runner the blank of the thrust bearing collar should be subjected to long-time ageing or proper heat treatment so as to avoid re-distribution of residual stresses followed usually by deformation in the course of operation. Formerly the collars of thrust bearings of umbrella-type hydrogenerators were shrunk on the shaft with high interference with a key or without it; in this case the collar was deformed which resulted in the run-out of its bearing surface when the shaft rotated in bearings. If after that the collar was not turned together with the shaft this trouble was eliminated during installation. In overhung generators the collar had a locational interference fit on the shaft and the run-out of the supporting section was observed more rarely. Fitting of collars with less interference brought about contact corrosion between fitting surfaces.

In recent years for the reduction of deformations and contact corrosion the fitting places on collars have been protected by a layer of copper and the collars have been fitted with less interference. At the present time a copper layer is built up electrically. For the reduction of contact corrosion between the runner and the collar the supporting surface of the collar is built in much the same way.

Г. ФИЗИЧЕСКИЕ ЯВЛЕНИЯ, ПРОИСХОДЯЩИЕ ПРИ РАБОТЕ ПОДПЯТНИКОВ

Образование масляной пленки. Работоспособность любого подпятника определяется теми необходимыми условиями, при которых между трущимися поверхностями диска и сегментов может быть обеспечен слой смазки во всех режимах работы гидроагрегата, включая пуски и остановки.

Толщина масляной пленки при этом должна быть достаточной для того, чтобы предотвратить непосредственное соприкосновение двух трущихся поверхностей при их относительном перемещении. Во всех режимах работы гидроагрегата должно быть обеспечено жидкостное трение на всей рабочей поверхности сегментов, включая и выпуклости на сегментах и диске, полученные в результате механических и тепловых деформаций. Толщина масляной пленки у нормально работающих подпятников средних и крупных гидроагрегатов при различных режимах работы практически находится в пределах 0,04—0,012 мм на выходной стороне и соответственно в 1,5—5 раз больше на входной стороне. Численное значение ее и соотношения между толщинами на входной и выходной сторонах зависят от конструкции подпятника, физических свойств масла, осевой и удельных нагрузок на подпятник, скорости вращения агрегата и от других условий.

Одним из существенных факторов, влияющих на обеспечение жидкостного трения, является скорость взаимного перемещения трущихся поверхностей. Эта скорость при заданных физических свойствах масла и заданной нагрузке должна быть больше некоторой минимальной скорости, т.е. скорости всплывания подпятника. Численное значение ее для подпятников на усилия 2000—3400 тс, по опытным данным, составляет 0,6—8 м/с. Это соответствует повороту ротора на 15—160° в зависимости от множества факторов, определяющих работу подпятника.

Рассмотрим этапы процесса формирования масляной пленки между рабочими поверхностями диска и сегментов. Представим себе, что перед пуском гидроагрегата зеркальная поверхность прижата к поверхности сегментов так, что эти поверхности разделены между собой ничтожно малой масляной пленкой с наличием практически непосредственного контакта на вершинах отдельных выступающих участков, граничающих в основном с выходной кромкой сегмента. Таким образом, пуск гидроагрегата, по сути дела, происходит на полусухом трении с незначительным наклоном сегментов в сторону заходной кромки.

В начале разворота гидроагрегата движение диска происходит по вершинам неровностей, имею-

D. PHYSICAL PHENOMENA IN THRUST BEARINGS

Formation of oil film. Serviceability of any thrust bearing is determined by the required conditions in which a lubricating layer should be provided between friction surfaces of the runner and segments under all operating conditions of the unit including start-up and shutdown.

As this takes place, the thickness of the oil film should be sufficient to avoid a direct contact of two friction surfaces during their relative motion. Under all operating conditions of the unit wet friction shall be provided on the whole working surface of segments including bulges on segments and the runner resulted from mechanical and thermal deformations. The thickness of the oil film of normally operating thrust bearings of medium and large hydraulic units under different operating conditions ranges between 0.04 and 0.012 mm on the outlet side and is 1.5—5 times higher on the inlet side accordingly. The numeric value of the thickness and the ratio between thickness on the inlet and outlet sides depend on the design of the thrust bearing, physical properties of the oil, axial and specific loads upon the thrust bearing, speed of the unit, and other conditions.

One of the important factors effecting the formation of the liquid friction is the speed of relative motion of friction surfaces. At the given physical properties of the oil and the given load this speed should be higher than a certain minimum speed, i.e. the speed of floating up of the thrust bearing. The numeric value of this speed for the thrust bearings of 2000—3400 tf load determined empirically is 0.6—8 m/s which corresponds to the turn of the rotor through 15—160° depending on numerous factors defining the functioning of the thrust bearings.

Let us consider the process of formation of the oil film between working surfaces of the runner and segments. Imagine that before the start-up of the unit the mirror surface is pressed to the surface of segments so that these surfaces are separated from each other by a very thin oil film and practically there is a direct contact between the tops of separate bulges bordering mainly on the outlet edge of the segment. Thus, the start-up of the unit, as a matter of fact, takes place on a semi-dry friction with a small tilt of segments to the inlet edge.

At the beginning of the turn the runner moves on tops of bulges occurred on the surface of segments meeting with high friction drag. Holding on to the run-

щихся на поверхности сегментов, встречая на своем пути большое сопротивление трению. Удерживаясь силами трения за диск, сегмент, как бы увлекаясь за ним, поворачивается вокруг опоры таким образом, что входная часть его несколько закрывается. Вследствие этого, на заходной части резко поднимается давление имеющегося в этой зоне масляного слоя. Масло, оказавшееся в более узкой щели, имея большое давление, увлекается диском в зону, примыкающую к выходной кромке, и вклинивается там между диском и сегментом. Возросшее в заходной части давление, в свою очередь, опрокидывает сегмент обратно в такое положение, при котором обеспечивается постоянство масляного клина, и диск подпятника как бы всплывает на масле. Сегмент при этом остается в несколько наклонном положении в сторону входной кромки.

В некоторых подпятниках этот процесс происходит не сразу, а после нескольких таких чередующихся колебаний, т.е. сопровождается явлениями перерегулирования положения сегментов.

Образование масляной пленки особенно затруднено при медленных пусках, когда происходит медленный прирост скорости вращения. Однако, следует заметить, что масляная пленка при всех других благоприятных для ее образования условиях иногда может появляться мгновенно после трогания гидроагрегата с места. Это объясняется тем, что пуск агрегата с относительно длинным валом обычно сопровождается некоторым рывком, получаемым за счет пружинного действия вала.

Вал гидроагрегата в момент пуска скручивается в пределах упругости силами движущего момента и избытка момента сил сопротивления трению покоя над моментом сил сопротивления полужидкостного трения, а при трогании гидроагрегата с места, мгновенно раскручиваясь, действует как ускоритель.

Образованию масляной пленки во многом также благоприятствуют быстрый пуск гидроагрегата и обеспечение быстрого нарастания скорости вращения.

Не менее важным условием при образовании масляной пленки между трущимися поверхностями является способность сегментов к самоустанавливанию в такое положение, при котором обеспечивается некоторый наклон сегмента в сторону его входной кромки. При этом зазор между трущимися поверхностями несколько раскрывается, что облегчает заход в него масляного клина и способствует тому, что масла на сегмент поступает больше, чем вытекает с противоположной стороны. Если же сегменты не самоустанавливаются в нужное положение, масляная пленка на выходной стороне может нарушиться, в результате чего трение будет полусухим.

ner by friction forces the segment follows it and rotates around its axis so that its inlet section is closed a little. In consequence, the pressure in the oil film behind the leading section rises sharply. The oil under high pressure appeared in a narrower slit is carried away by the runner to the zone adjacent with the outlet edge and wedged between the runner and the segment. The increased pressure in the leading section, in turn, throws the segment back in the position which provides a constant oil wedge and the runner as if floats up in the oil. As it takes place, the segment remains somewhat tilted to the inlet edge.

In some thrust bearings the process does not take place right away but after several alternating cycles of re-arrangement of segments.

The formation of the oil film is particularly difficult at a slow start-up when acceleration is small. However, it should be noted that the oil film under all other favourable conditions of its formation may appear instantly after the unit starts moving. This is explained by the fact that the start-up of the unit with a relatively long shaft is usually followed by a jerk due to the spring action of the shaft.

At the moment of start-up the unit shaft is twisted within the limits of elasticity by the forces of the running torque and the excess torque of forces of static friction resistance over the torque of resistance of semi-wet friction forces. When the unit starts moving the shaft is untwisted instantly and works as an accelerator.

A quick start-up and acceleration of the unit favour the formation of the oil film.

Of great importance for the formation of the oil film between friction surfaces is the capacity of segments to align themselves in the position of a certain tilt to the inlet edge. As this takes place, the gap between friction surfaces opens a little which facilitates the inlet of the oil wedge into it and promotes the inflow of oil onto the segment at the rate which exceeds the outflow. If the segment is not self-aligned to the required position, the oil film on the outlet side may be damaged and friction may turn out to be semi-dry.

The breakdown of the film may also result from heavy mechanical and thermal deformations of segments and the mirror surface particularly at slow shutdown when factor of speed of film formation starts exerting additional influence.

The processes of formation of the oil film during start-up are diversified and differ greatly from each other and depend on the design of thrust bearings, type of turbines, duration of stoppage preceding the start-up, and many other factors.

Разрушение пленки происходит также при больших механических и тепловых деформациях сегментов и зеркала, особенно при медленных остановках, когда на это дополнительно влияет скоростной фактор образования пленки.

Процессы образования масляной пленки при пусках очень разнообразны, значительно отличаются один от другого и зависят от конструкции подпятников, типов гидротурбин, продолжительности предшествующей пуску стоянки и многих других условий.

Следует заметить, что образование масляной пленки значительно облегчается, когда перед пуском в зазор между трущимися поверхностями масло подводится под определенным давлением. При этом, как показал опыт пуска гидроагрегатов Братской ГЭС, оборудованных устройством подачи масла под зеркало, агрегат трогался с места спокойно, без полусухого трения. Сегменты после подачи к ним масла под давлением наклонялись в сторону входной кромки на величину 0,05—0,06 мм, и весь ротор поднимался на 0,04—0,05 мм. При пуске агрегата, когда средняя скорость перемещения диска по сегментам достигла 5,2 м/с, сегменты практически заняли горизонтальное положение. Затем спустя 3,6 с начал всплывать подпятник, и сегменты наклонились в сторону входной кромки, так что толщина масляной пленки на входной стороне была 0,15 мм, а на выходной — 0,11 мм.

Однако, как уже отмечалось в п.Б § 5-8, наличие в узле подпятника дополнительного устройства смазки под давлением с насосом и системой клапанов снижает надежность его работы.

Масляная пленка между трущимися поверхностями в различных рабочих зонах сегментов имеет различные физические свойства. Упругость ее на выходной стороне значительно больше, чем в зоне, примыкающей к входной кромке, и распределяется по криволинейной зависимости определенного характера, присущего при всех прочих равных условиях только данному конкретному подпятнику. Температура масляной пленки практически распределяется так, что, достигая максимальных значений в средней части и на выходной стороне, на входной стороне имеет наименьшие значения. Границы температурных зон также различны для каждого конкретного подпятника. На рис. 167 и 168 приведены графические данные распределения температурных полей масляной пленки на поверхности сегментов при работе подпятника на гидравлической опоре гидроагрегата Иркутской ГЭС и винтовой Днепро-дзержинской ГЭС.

Температура выходящего с сегмента масла сравнительно высока и для того, чтобы оно не попадало на следующий сегмент, необходимо в подпятниках предусматривать устройство для съема горячего масла с зеркала, либо делать большой промежуток

It should be noted that the formation of oil film is facilitated considerably when before the startup the oil is supplied under pressure to the gap between friction surfaces. The experience of commissioning of the Bratsk hydroelectric power plant the units of which are equipped with an oil supply system the runner demonstrates that the unit started moving easily without any semidry friction. After the oil was supplied under pressure to the segments, the latter tilted 0.05—0.06 mm to the inlet edge and the whole rotor floated up by 0.04—0.05 mm. During startup of the unit, when the speed of the runner was 5.2 m/s, the segments occupied a practically horizontal position. Then after 3.6 s the thrust bearing started floating up and the segments tilted to the inlet edge so that the thickness of the oil film was 0.15 mm on the inlet side and 0.11 mm on the outlet side.

However, as it was mentioned in Section 5-8, B, the additional device supplying oil under pressure with a pump and a number of valves affects serviceability of the thrust bearing.

The oil film between friction surfaces at different working zones of segments possesses different physical properties. Elasticity at the outlet side is considerably higher than that of the zone adjacent with the inlet edge and is distributed according to nonlinear dependence of a definite nature typical, all thing being equal, of a particular thrust bearing only. The temperature of the oil film is practically distributed so that the maximum values appear in the middle and outlet sections with less quantities in the inlet one. The boundaries of temperature zones differ in each particular thrust bearing. Figs. 167 and 168 show graphical distribution of temperature fields of the oil film on the surface of segments of the thrust bearing on the hydraulic support of the Irkutsk hydroelectric power plant and that of the thrust bearing mounted on the screw support of the Dneprodzerzhinsk hydroelectric power plant.

The temperature of oil flowing out from the segment is relatively high and to prevent the next segment from the hot oil the thrust bearing should be provided with a device the purpose of which is to remove hot oil from the mirror surface or just to provide for a big large clearance between the segments. However it should be borne in mind that at low temperatures in the oil film and with the decrease of unit loads on the thrust bearing which govern the temperature of the oil film the friction losses will rise up considerably. For instance, in conformity with the data presented by the "Electrosila" works in the thrust bearing with a

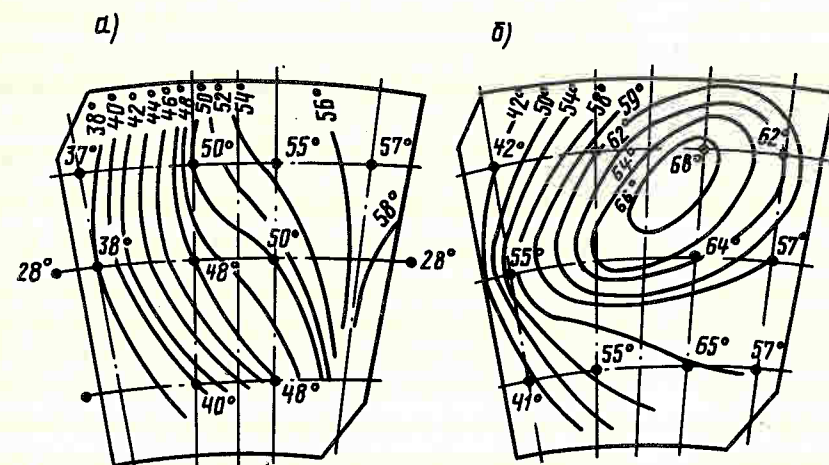


Рис. 167. Температурные поля масляной пленки на гидравлической опоре на нагрузку 200 тс (Иркутская ГЭС): а — при холостом ходе; б — при нагрузке

Fig. 167. Temperature fields of oil film on hydraulic support for 2000 tf load (Irkutskaya hydroelectric power plant): а — no-load running; б — running under load

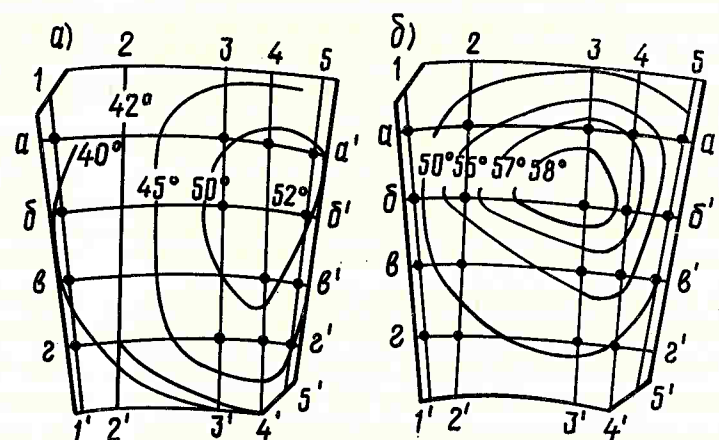


Рис. 168. Температурные поля масляной пленки однорядного двухслойного подпятника агрегата с поворотной-лопастной турбиной мощностью 44 тыс. кВт (Днепродзержинская ГЭС) при осевом рабочем давлении на подпятник 1600 тс: а — при холостом ходе; б — при номинальной нагрузке

Fig. 168. Temperature fields of oil of single-row double-layer thrust bearing of adjustable-blade hydraulic turbine of 44 thou kW capacity (Dneprodzerzhinskaya hydroelectric power plant) with axial working pressure on thrust bearing of 1600 tf: а — no-load running; б — under rated load

между сегментами. Однако при этом надо иметь в виду, что при низких температурах в масляной пленке, а также при снижении удельных нагрузок на подпятник, от которых зависит температура масляной пленки, значительно возрастают потери на трение. Так, например, по данным завода „Электросила“, на одинаковых гидроагрегатах Волжской ГЭС имени В. И. Ленина в подпятнике с двухрядным расположением сегментов при удельном давлении 40 кгс/см^2 и в подпятнике с однорядными сегментами при удельном давлении 65 кгс/см^2 потери на трение составили соответственно 587 и 362 кВт.

Резюмируя все сказанное о процессах образования масляной пленки при пуске и сохранении ее стабильного значения при работе агрегата, можно определить главные факторы, влияющие на эти процессы. Эти главные факторы при заданном давлении складываются из следующего: габариты сегментов и величины промежутков между соседними сегментами; качество наплавки баббита на сегменты, обработка рабочих поверхностей сегмента

two-row arrangement of segments with 40 kgf/cm^2 specific pressure and in the thrust bearing with single-row segments and 65 kgf/cm^2 specific pressure the friction losses were 587 and 362 kW, respectively.

Summing up all that has been said about the process of formation of the oil film during start-up and maintaining its stability during operation of the unit it seems possible to determine the main factors exerting influence upon the mentioned process. At the given pressure these main factors are composed of the following: dimensions of segments and clearances between adjacent segments; quality of babbit build-up, machining of working surfaces of segments and the runner and their antifriction properties; uniformity of load division between segments and ability to maintain this uniformity; the optimum values of eccentricity and equality of these values in all segments; rigidity, hardness and quality of machining of supporting elements which in many respects define self-align-

и диска и их антифрикционные свойства; равномерность распределения нагрузок между сегментами и способность сохранять это распределение; оптимальное значение величин эксцентриситета и равенство этих значений на всех сегментах; жесткость, твердость и качество обработки опорных элементов, определяющих во многом самоустанавливаемость сегментов и сохранение стабильности распределенных при наладке нагрузок между отдельными элементами; вязкость и смазываемость масла; интенсивность нарастания скорости вращения при пуске; интенсивность отбора тепла от трущихся пар и качество центрирования гидроагрегата в части выверки биения диска подпятника.

Деформации сегментов подпятника. В процессе работы подпятника каждый сегмент подвергается механическим и тепловым деформациям.

Механические деформации проявляются в виде изгиба вокруг точек опор под воздействием сил осевого давления, передаваемого сегментам через масляную пленку. По сравнению с тепловыми в общих деформациях они обычно имеют наименьшую составляющую.

Тепловые деформации представляют собой сложный изгиб как по высоте, так и в плане из-за неравномерности нагрева сегментов.

Численное значение общей деформации каждого сегмента зависит от его габаритов, удельных нагрузок, интенсивности отвода тепла, взаимодействия механических и тепловых деформаций и других факторов. По опытным данным, деформации сегментов подпятников гидроагрегатов Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС таковы, что имеют стрелку прогиба у однослойных сегментов $0,075 \text{ мм}$ и у двухслойных $0,04 \text{ мм}$. Уменьшение прогиба у двухслойных сегментов объясняется их способностью выравниваться в процессе работы.

Такие деформации приводят к резкому увеличению удельных давлений на отдельных участках рабочей поверхности сегментов. Для уменьшения тепловых деформаций чрезвычайно важен отвод тепла от рабочей поверхности сегментов. Интенсивность отвода тепла значительно возрастает с увеличением расстояний между смежными сегментами, а также при лучшем разделении потоков горячего и холодного масла в ванне и подводе холодного масла в зону расположения диска подпятника. Тепловые деформации уменьшаются при разделении каждого сегмента на два слоя, а также при уменьшении габаритов сегментов.

Более радикальным решением отвода тепла является применение в сегментах непосредственного охлаждения путем установки под слоем баббита змеевика в виде двухзаходной спирали из медных трубок, через которые в процессе работы циркулирует охлаждающая вода. Спираль не только

ment properties of segments and maintain the stability of loads shared between separate elements during adjustment; viscosity and lubricating property of the oil; start-up acceleration; rate of heat removal from friction surfaces and quality of unit alignment with regard to the runner run-out.

Deformation of thrust bearing segments. In the process of operation of the thrust bearing each segment is subjected to mechanical and thermal deformations. Mechanical deformations manifest themselves as buckling around the points of support under the effect of axial pressure transmitted by segments through the oil film. Compared to thermal deformations their component in total deformations is the least.

Thermal deformations represent a complicated buckling both in height and in plan because of non-uniform heating of segments.

The numeric value of total deformation of each segment depends on its dimensions, specific load, rate of heat removal, interaction between mechanical and thermal deformations and other factors. In conformity with experimental data, deformations of the thrust bearing segments of the units installed at the Volga-river hydroelectric power plant named after the XXII Congress of the CPSU are such that buckling in single-layer segments is 0.075 mm and 0.04 mm in two-layer segments. A decrease of buckling in two-layer segments is explained by their capacity to be aligned during operation.

Such deformations result in a sharp increase of specific pressure at separate sections of segment working surfaces. For the reduction of thermal deformations it is extremely important to remove heat from the working surfaces. The rate of heat removal rises considerably with the extension of the distance between adjacent segments and with better separation of flows of hot and cool oil in the bath and the supply of cold oil to the zone of the runner. Thermal deformations decrease with separation of each segment into two layers as well as with decrease of segment dimensions.

The more efficient solution of heat removal is the use of a direct cooling in the segments by mounting the coil under the babbit layer in the form of a two-way spiral made of copper tubes through which the cooling water circulates in the process of operation. The spiral is used not only for removal of heat from the upper layer but for the prevention of heat propagation from the upper layer to the downward one decreasing thereby deformation of segments (Fig. 166, c).

The experience of operation of thrust bearings with direct cooling installed at the Khrum hydroelectric power plant No. 2, Volga power plant named

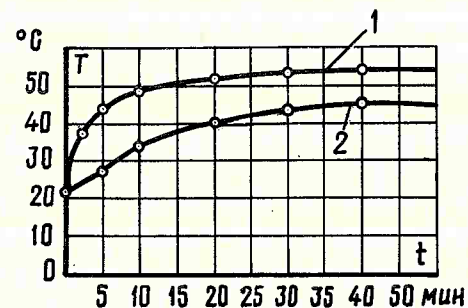


Рис. 169. Кривые роста температуры сегмента при пуске гидроагрегата:

1 — на рабочей поверхности; 2 — на тыльной части

Fig. 169. Curves of segment temperature rise at unit start-up:

1 — on working surface; 2 — in rear section

отводит тепло от верхнего слоя, но и препятствует распространению его от верхнего слоя к основанию, уменьшая тем самым деформацию сегментов (см. рис. 166, в).

Опыт работы подпятников с непосредственным охлаждением, установленных на Храмской ГЭС № 2, Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС и др., подтвердил их лучшую работоспособность. При номинальной нагрузке они имели среднюю толщину масляной пленки на 25—30% выше, чем у подпятников таких же агрегатов без непосредственного охлаждения сегментов, и значительно меньшую среднюю температуру сегментов.

Рассматривая тепловые деформации сегментов и их вредное влияние на работу подпятников, следует иметь в виду, что при неизменных окружающих условиях температура сегментов нормально работающих подпятников поднимается до установившейся обычно в течение первых 30—40 мин после пуска гидроагрегата. Примерный график роста средних температур и распределения их по толщине сегмента показан на рис. 169.

Д. ШАБРЕНИЕ СЕГМЕНТОВ ПОДПЯТНИКА

В зависимости от удельных и осевых нагрузок на подпятник к шабрению его сегментов предъявляются различные требования.

Опытом установлено, что сегменты подпятников с осевой нагрузкой до 400—500 тс при удельном давлении до 36 кгс/см² могут быть отшабрены по зеркальному диску без дополнительной пригрузки диска во время вращения его по сегментам, когда проверяются точки касания баббитовой поверхности к зеркальной поверхности диска.

Необходимо отметить, что термосопротивления, которыми контролируется температура сегментов, показывают температуру не поверхностного слоя, а слоя, отстоящего от поверхности трения на 20—30 мм в зависимости от глубины установки датчика. Этот недостаток приводит к тому, что в подпятнике, в сущности, нет защиты, так как при быстром повышении температуры подпятника сигнал обычно дается после того, как сегменты уже подплавились.

after XXII Congress of the CPSU and others confirmed their better serviceability. At the rated load the thrust bearings have average thickness of the oil film 25—30% higher than those of the bearings of similar units without the direct cooling of segments and, moreover, the average temperature of the segments appears considerably lower.

Considering thermal deformations of segments and their adverse effect on the operation of the thrust bearings it should be borne in mind that under stable environmental conditions the temperature of normally operating segments rises up to a steady state values within the first 30—40 minutes after the start-up of the unit. The approximate curve of rise of average temperatures and their distribution through the thickness of the segment are shown in Fig. 169.

It should be noted that thermal resistance detectors which control the temperature of segments show the temperature spaced 20 to 30 mm from the friction surface depending on the depth of positioning of the transmitter rather than that of the surface layer. This disadvantage resides in the fact that in thrust bearings there is no protection and at a quick rise of temperature of the thrust bearing the signal is sent after the segments have already been heated.

Е. SCRAPING OF THRUST BEARING SEGMENTS

Depending on specific and axial loads on the thrust bearing different requirements are raised to the scraping of the segments.

On the basis of experiments it was found that the segments of the thrust bearings with an axial load up to 400—500 tf at a specific pressure up to 36 kgf/cm² may be scraped on the mirror surface without additional loading of the runner during its rotation over the segments when the points of contact of the babbit

Сегменты подпятников на осевую нагрузку 1500—2000 тс при удельном давлении до 50 кгс/см² необходимо шабрить по зеркалу, пригруженному во время поворота втулкой подпятника, либо втулкой вместе с валом генератора.

Сегменты подпятников уникальных гидроагрегатов с осевой нагрузкой более 2000 тс при удельном давлении свыше 50 кгс/см² в существующих конструкциях требуется шабрить по зеркалу, пригруженному во время вращения ротором гидрогенератора или ротором всего гидроагрегата. Вполне понятно, что этот способ весьма тяжел и трудоемок, а потому при внедрении более современных конструкций подпятников с большим запасом надежности этот способ должен уступить свое место предыдущему при всех возможных нагрузках на подпятник.

При любом способе шабрения баббитовая поверхность сегментов должна быть подшабрена по диску так, чтобы отпечатки краски были равномерно распределены по всей поверхности баббита и обеспечивалось касание не менее одной-двух точек на 1 см². Наличие двух-трех отдельных небольших участков с меньшим числом точек касания не оказывает существенного влияния.

После шабрения на сегментах надо сделать плавную заходную кромку с входной стороны баббитовой поверхности. Рабочую поверхность зеркального диска после шабрения сегментов необходимо тщательно отполировать, чтобы на ней не было никаких царапин и вмятин с острыми краями.

Шабрение сегментов по непригруженному зеркальному диску производят следующими способами. Зеркальный диск устанавливают на выкладках или крепят к втулке подпятника так, чтобы его рабочая поверхность находилась сверху. Затем, перемещая сегменты по окружности диска, смазанного тонким слоем краски, проверяют степень касания рабочей плоскостью сегмента зеркальной поверхности диска и шабрят баббитовый слой сегмента, проверяя его по диску. Чтобы не допустить радиального перемещения сегментов по диску во время проверок, на их гранях по внутреннему и наружному контурам закрепляют медные упоры. Иногда такое шабрение производят с контролем путем вращения диска по всем сегментам (или части сегментов), установленным на своих местах в ванне. При этом ограничители от радиального перемещения ставят на диске.

Шабрение сегментов по диску, пригруженному втулкой или втулкой вместе с валом, делают при помощи специального приспособления, позволяющего лебедкой или краном вращать втулку. Эту работу выполняют или на сборочной площадке (рис. 170), или непосредственно в кратере до опускания туда ротора. Иногда при этом одновременно выверяют и перпендикулярность рабочей плоскости зеркала к оси вала, о чем подробно сказано в § 5-9 и 5-11.

surface and the mirror surface of the runner are checked.

The segments of the thrust bearing designed for an axial load of 1500—2000 tf and a specific pressure of up to 50 kgf/cm² should be scraped on the mirror surface additionally loaded during the turning by the thrust bearing collar or by the hub together with the generator shaft.

The segments of the thrust bearings of the unique units with an axial load more than 2000 tf and a specific pressure over 50 kgf/cm² should be scraped on the mirror surface additionally loaded during the turning by the generator rotor or by the rotor of the whole unit. It is quite clear that this method is complicated and labour-consuming and therefore at the introduction of more up-to-date designs of thrust bearings with a higher safety margin this method shall be replaced by the preceding one with all possible loads upon the thrust bearing.

With any method of scraping the babbit surface of segments shall be additionally scraped with respect to the runner so that imprints of paint are distributed uniformly over the entire surface of the babbit and not less than two or three contacts are provided over 1 cm². The presense of two or three small sections with less points of contact is of no practical significance.

After scraping a smooth leading edge from the inlet side of the babbit surface should be made on the segments. The working surface of the mirror runner shall be thoroughly polished after scraping to avoid scratches and cavities with sharp edges.

Scraping of segments on the mirror runner without additional load is effected in the following way; the mirror runner is positioned on liners or it is fixed to the collar so that its working surface is in the upward position. Then moving the segments around the periphery of the runner lubricated with a thin layer of paint, one should check the contact of the working surface of the segment and the mirror surface of the runner and then the babbit layer of the segment should be scraped and its position with respect to the runner should be checked up. To avoid radial movement of segments over the runner during check-ups, copper stops are to be fixed on their edges along the inner and outer contours. Sometimes such scraping is effected with the check-up by rotation of the runner over all segments (or a part of segments) positioned in the oil bath. As this takes place, limiters of radial movement are positioned on the runner.

Scraping of segments on the runner loaded additionally with the collar or with the collar and shaft assembly is performed with the help of a special device which enables the collar to be rotated with a winch or a crane. This work is done either at the assembly floor (Fig. 170) or directly at the place of installation before lowering the rotor. Sometimes, as this takes

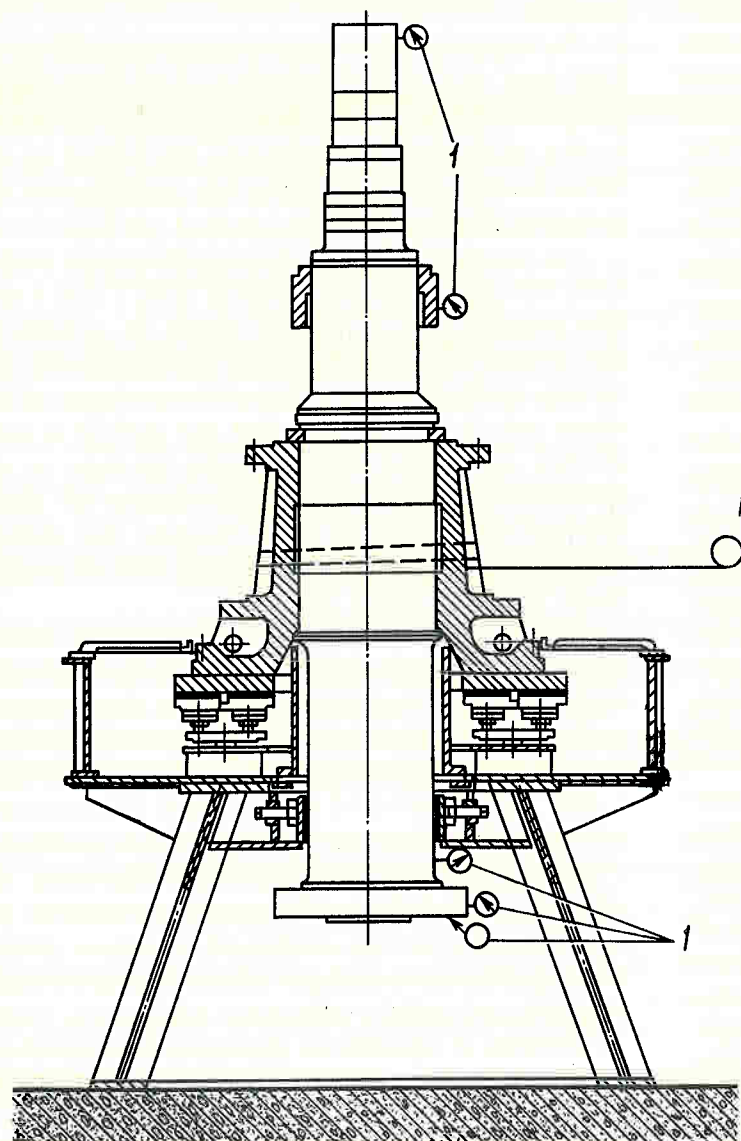


Рис. 170. Приспособление для шабрения сегментов подпятника и выверки биения диска на сборочной площадке:
1 — индикаторы

Fig. 170. Device for scraping thrust bearing segments and checking runner run-out at assembly floor:
1 — dial gauges

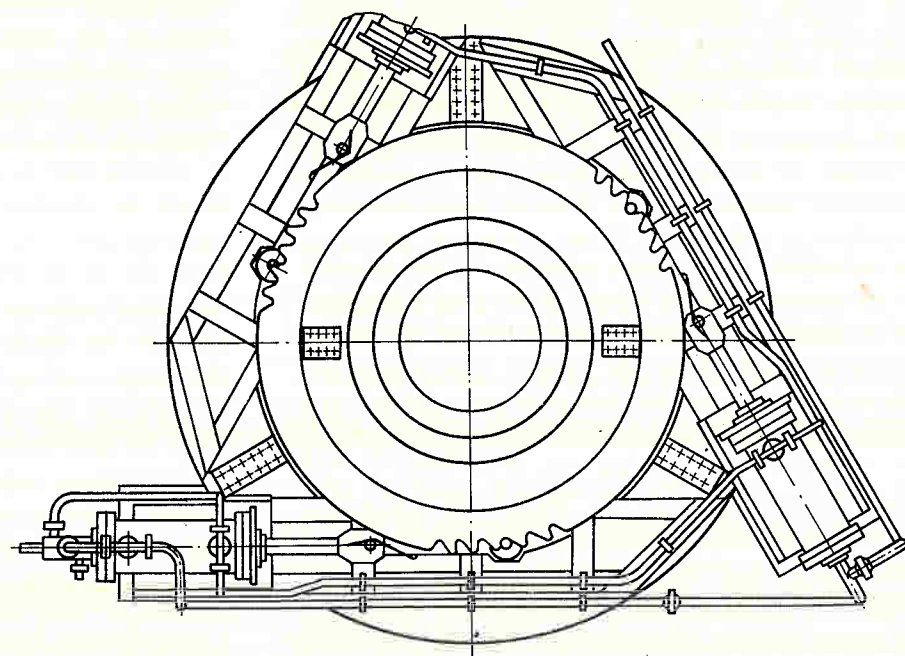


Рис. 171. Устройство для поворота ротора гидроагрегата (с тремя сервомоторами)

Fig. 171. Device for turning the generator rotor (with three servomotors)

В случае шабрения сегментов по диску, пригруженному ротором, ротор поворачивают краном или лебедкой, застропливая тросом через блоки за тумбы, приваренные на спицах ротора, либо с помощью специального приспособления с сервомоторами и храповиками, устанавливаемого на валу ротора (рис. 171), или же водой, пропускаемой через рабочее колесо турбины.

В последнем случае направляющий аппарат медленно открывают и после трогания агрегата с места мгновенно закрывают. Это позволяет ротору сделать два-три оборота и нанести отпечатки точек касания сегментов к диску. При этом диск смазывают тонким слоем вазелина или животного жира. Открытие направляющего аппарата производится при заполненной спиральной камере и опущенном щите на водозаборе.

Полный процесс шабрения этим способом требует от шести до десяти таких прокруток.

Лучших результатов шабрения добиваются тогда, когда оно окончательно производится после некоторого времени работы гидроагрегата на холостом ходу. В этом случае перед шабрением происходит приработка отдельных элементов сопрягаемых опорных и опирающихся пар.

Е. ВЫРАВНИВАНИЕ НАГРУЗОК МЕЖДУ ОТДЕЛЬНЫМИ СЕГМЕНТАМИ

Нагрузки между сегментами в любых конструкциях подпятников выравнивают после выверки биения вала генератора, а в некоторых случаях, даже после спаривания генераторного вала с турбинным.

В рассмотренных конструкциях наиболее равномерно нагрузки распределяются между отдельными сегментами при выполнении для каждого типа подпятника определенного перечня работ.

Подпятники с пружинными опорами. В подпятнике с пружинными опорами под сегментами перед установкой диска следует оттаривать пружины и отрегулировать высоту опор вместе с сегментами.

При тарировке изменением степени натяга пружин обеспечивается одинаковая величина просадки под нагрузкой, близкой к рабочей. Высоту опорной части вместе с комплекующим ее сегментом следует отрегулировать применением прокладок под опору или шайб под пружины. Как при тарировке, так и при регулировке высотного положения допустимы отклонения в пределах $\pm 5\%$ величины просадки опоры под рабочей нагрузкой.

Подпятники с гидравлической опорой. В таких подпятниках благодаря системе сообщающихся сосудов давление на каждый сегмент автоматически распределяется равномерно. Разность в нагрузке в этом случае определяется только влиянием разности

place, vertical alignment of the working surface of the runner with respect to the shaft axis is to be checked (see Sections 5-9 and 5-11).

In case of scraping the segments on the runner loaded additionally with the rotor the latter is turned by a crane or a winch slinging with the cable through pulley blocks to the stands welded to the rotor spokes or with the help of a special device equipped with servomotors and ratchets mounted on the rotor shaft (Fig. 171) or with water passed through the runner.

In the latter case the wicket gate is opened slowly and after the unit starts moving it is closed instantly. It enables the rotor to perform two or three revolutions and to imprint the points of contact of the segment and the runner. In this case the runner is covered with a thin layer of vaseline or animal fat. The opening of the wicket gate is effected with a filled scroll case and a lowered gate at the water intake.

The whole procedure of scraping by this method requires from six to ten operations as such.

The results of scraping are better when this operation is performed finally after no-load running of the unit for some time. In this case, separate elements of mating supports and supporting parts are allowed to run in.

F. LOAD DIVISION BETWEEN SEPARATE SEGMENTS

In any design of the thrust bearing the load is shared between segments after the adjustment of the generator shaft run-out and in some cases it is done after coupling the generator and turbine shafts.

In the above-considered designs the loads are shared between separate segments most uniformly after the specified complex of operations for the given type of the thrust bearing is performed.

Thrust bearings with spring supports. In a thrust bearing with spring supports under the segments the springs shall be calibrated before installation of the runner and the height of supports together with the segments shall be adjusted.

During calibration by stretching the springs the camber under the load should be similar and close to the working value. The height of the supporting part together with the relevant segment shall be adjusted by the use of shims placed under the support or washers under the springs. During calibration and adjustment of the vertical position the permissible deviations of the camber under the working load should be within $\pm 5\%$.

Thrust bearings with hydraulic supports. In this type of thrust bearings the pressure upon each segment is uniformly shared automatically due to the system

предварительного сжатия каждого сильфона. Поэтому, чтобы обеспечить наиболее равномерное распределение нагрузок между сегментами, необходимо отрегулировать высотное положение опорных винтов, с тем, чтобы получить практически одинаковое сжатие всех сильфонов.

Высоту прокладки сильфонов регулируют изменением высоты опорных винтов и проверяют индикаторами. Опыт показал, что в прокладке незаполненных маслом сильфонов при нагрузке втулкой подпятника допустима разность 0,5—0,8 мм.

Подпятники на балансирах рычажных опорах. Узлы такого подпятника, сделанные в пределах допусков на изготовление, на монтаже отдельной регулировке не подвергаются, так как высокая чувствительность выравнивающей системы этого подпятника обеспечивает равномерное распределение нагрузок между сегментами.

Подпятники на винтовых опорах. В подпятниках с винтовыми опорами, в которых упругие деформации тарелок сравнительно невелики (0,6—0,7 мм), распределение нагрузок между сегментами весьма важно, особенно в случаях применения таких подпятников на большие осевые и удельные нагрузки.

У гидроагрегатов с осевыми и удельными нагрузками не больше 2000 тс и 50 кгс/см² соответственно нагрузки между сегментами распределяют обычно равномерной подбивкой сегментов, пригруженных ротором гидроагрегата. Такое относительно равномерное нагружение каждого сегмента достигается поочередным поджатием упорного винта под сегментом и проверкой отклонения вала у турбинного подшипника по двум индикаторам, установленным под углом 90°. При этом критерием для прекращения подтягивания винта служит отклонение стрелки индикатора на одно деление, т.е. на 0,01 мм. Для обеспечения лучшего качества этих работ сегменты поочередно подбивают обычно за два-три круга.

На подпятниках уникальных гидроагрегатов с большими осевыми и удельными нагрузками нагрузки между сегментами распределяются равномерным поджатием пригруженных сегментов ключами с динамометрами или регулировкой высотного положения болтов без нагрузки и проверкой индикаторами или тензометрами напряжений в тарелках при нагрузке подпятника ротором. Ключ, оборудованный гидродомкратом, своего рода динамометр, показан на рис. 172. Таким ключом в пределах разности сопротивлений трению в резьбе можно добиться одинаковой пригрузки каждого сегмента. Степень натяга при этом регулируется давлением в гидродомкрате.

Напряжения в опорных тарелках проверяют и регулируют индикаторами. Вначале на прессе (рис.

of communicating vessels. In this case the difference in the load is dictated by the difference of preliminary compression of each bellows. Consequently, for the most uniform division of loads between segments it is necessary to adjust the vertical position of the supporting screws to obtain practically equal compression of all bellows.

The height of bellows camber shall be adjusted by the change of the height of the supporting screws and this adjustment is checked up by indicators. The experience shows that in the camber of the bellows not filled with oil and under the load of the collar the permissible difference is 0.5—0.8 mm.

Thrust bearings on lever equalizers. The elements of the thrust bearing of this design made within the working tolerances are not adjusted during installation because their high sensitivity is equalized by the given system which ensures a uniform division of loads between segments.

Thrust bearings on screw supports. In thrust bearings with screw supports where elastic deformations of disks are relatively small (0.6—0.7 mm) division of loads between segments is of high importance particularly under high axial and specific loads.

In hydropower units with axial and specific loads of not more than 2000 tf and 50 kgf/cm², respectively, the loads are usually shared between segments by the uniform lining of segments loaded with the unit rotor. This relatively uniform loading of each segment is achieved by one-by-one tightening of the support screw under the segment and by the check-up of deviation of the shaft at the turbine bearing with the aid of two dial gauges mounted at an angle of 90°. As this takes place, the criterion of the end of tightening of the screw is the deflection of the dial gauge pointer through one division, i.e. 0.01 mm. For better quality of this operation the segments are lined in turn and usually in two or three rounds.

In thrust bearings of unique hydropower units with high axial and specific loads the loads are uniformly charged between segments by tightening the loaded segments with wrenches provided with dynamometers or by adjusting the vertical position of the bolts at no load and by check-up with dial gauges or strain gauges measuring stresses in the disks at loading of the thrust bearing with the rotor. A wrench equipped with a hydraulic jack (like dynamometer) is shown in Fig. 172. This wrench may provide for a similar loading of each segment within the limits of difference of friction resistance in the thread. The tightness in this case is adjusted by the pressure in the hydraulic jack.

Рис. 172. Ключ с гидродомкратом:

1 — держатель; 2 — упор стола подпятника; 3 — упорная планка; 4 — гидродомкрат 5-тонный; 5 — манометр; 6 — корпус подпятника; 7 — опорный болт

Fig. 172. Wrench with hydraulic jack:

1 — holder; 2 — thrust of thrust bearing table; 3 — thrust plate; 4 — hydraulic jack, 5 t; 5 — pressure gauge; 6 — thrust bearing body; 7 — support bolt

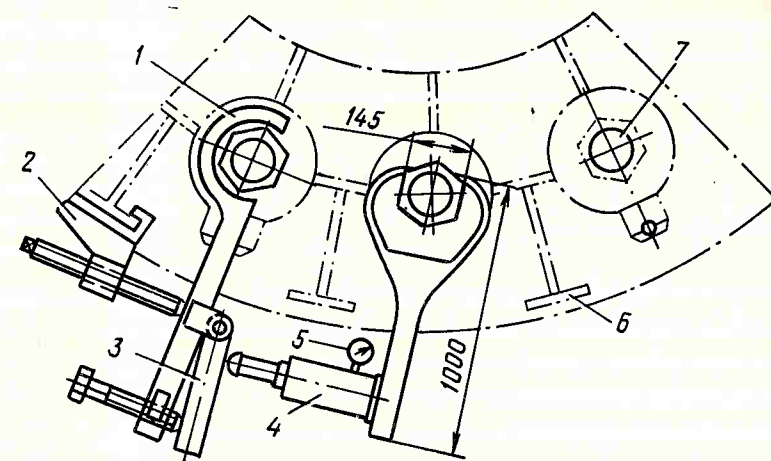


Рис. 173. Тарировка опорных тарелок на 200-тонном прессе (а) и проверка нагрузки на сегмент при подбивке опорных винтов (б):

1 — рама гидропресса; 2 — упор; 3 — стержень; 4 — индикатор; 5 — регулировочный болт; 6 — плита; 7 — поршень гидропресса; 8 — зеркало плиты; 9 — сегмент подпятника; 10 — болт прижимной; 11 — планка; 12 — индикатор; 13 — стержень; 14 — опорная тарелка сегмента; 15 — регулировочный болт подпятника; 16 — стол подпятника

Fig. 173. Calibration of support disks in 200 t press (a) and check-up of load upon segment when tightening support screws (b):

1 — hydro-press frame; 2 — stop; 3 — rod; 4 — dial gauge; 5 — adjusting bolt; 6 — plate; 7 — hydro-press piston; 8 — mirror surface; 9 — thrust bearing segment; 10 — hold-down bolt; 11 — plate; 12 — dial gauge; 13 — rod; 14 — support disk; 15 — thrust bearing adjusting bolt; 16 — thrust bearing table

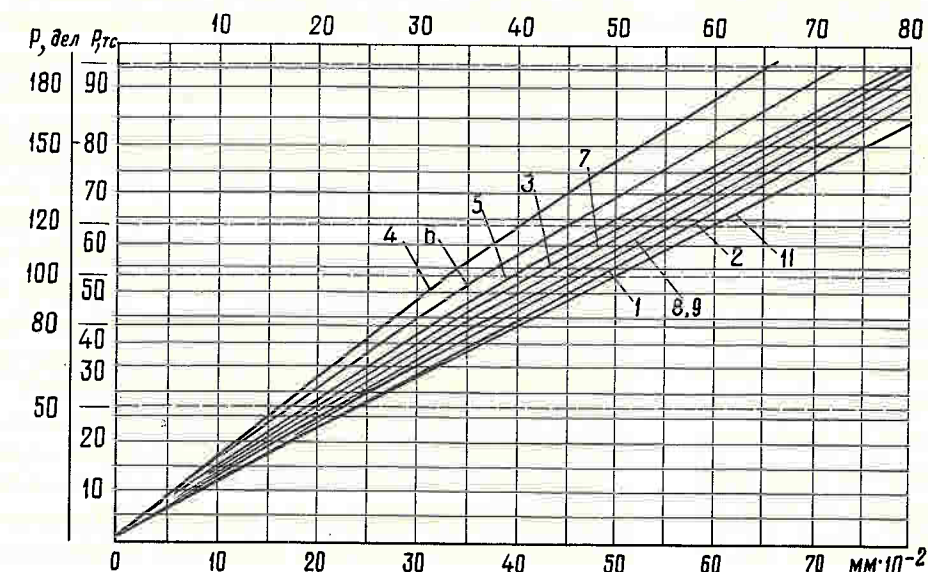
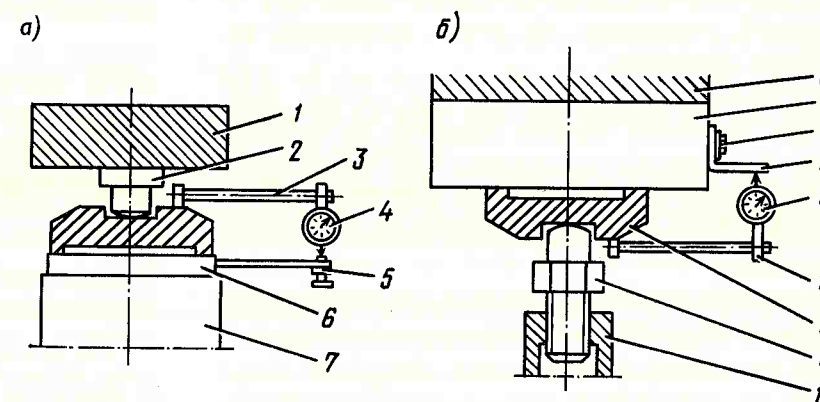


Рис. 174. График тарировки опорных тарелок подпятника. Цифрами обозначены номера сегментов

Fig. 174. Calibration curve of thrust bearing support disks. Numerals show numbers of segments

173, а) тарируют опорные тарелки и снимают графики зависимости прогибов от нагрузки. Эти графики для всех тарелок представляют обычно пучок прямых, которые характеризуют жесткость каждой из опорных тарелок (рис. 174). При тарировке

Stresses in the supporting disks are checked up and adjusted by dial gauges. First the support disks are calibrated in the press (Fig. 173, a) and then camber versus load curves are plotted. Usually for all disks these curves are a bundle of straight lines which charac-

одного комплекта тарелок гидроагрегата Братской ГЭС оказалось, что жесткость их значительно колеблется, поэтому данные тарировки учитывали при окончательной подбивке опорных винтов.

Для проверки прогиба опорных тарелок, а следовательно и нагрузки на каждый сегмент, к каждой опорной тарелке 14 (рис. 173, б) приваривают сухарь с резьбой, куда ввертывают стержень 13 для крепления индикатора 12. К сегменту 9 привертывают планки 11, в которые упирается ножка индикатора. Стрелки индикаторов перед окончательной регулировкой нагрузки устанавливают в нулевое положение. При этом сегменты не пригружены, так как ротор поднят на тормозных гидродомкратах. После этого ротор опускают на подпятник и проверяют показания индикаторов, по результатам которых с учетом жесткости каждой тарелки окончательно подтягивают сегменты. Если подтяжка с пригрузкой затруднена, то ротор поднимают на тормозных домкратах.

Регулировка заканчивается в том случае, если с учетом жесткости тарелок нагрузки на каждый сегмент практически одинаковы или отличаются одна от другой не более чем на 10%. Отдельные винты при проверке тензометрами регулируют таким же способом.

Сам процесс проверки тензометрами сводится к измерениям сопротивления проводников, наклеиваемых на тарелку тензодатчиков, которое в зависимости от деформаций тарелки меняется. Величины изменения сопротивления сопоставляют с данными тарировки.

Следует отметить, что тензодатчики обладают очень высокой чувствительностью, так что малейшие отклонения в расстояниях от оси тарелки приводят к значительным изменениям показаний.

Подпятник с расположением сегментов на упругих шайбах. В таком типе подпятников высотное положение сегментов регулируют за счет равномерного их приабрирования или прокладок, устанавливаемых под шайбы. Проверку при этом производят вращением диска по сегментам на основании подпятника.

Ж. ОКОНЧАТЕЛЬНАЯ СБОРКА ПОДПЯТНИКА И МАСЛЯНОЙ ВАННЫ

Подпятник и масляную ванну окончательно собирают после того, как закончат выравнивание нагрузок между сегментами, которое, как уже было сказано, выполняется после центрирования вала гидрогенератора, а часто даже после спаривания валов и выверки их общей линии. При этом до регулировки нагрузки на сегменты ванна должна быть очищена от пыли и грязи, а рабочие поверхности сегментов

теризовать жесткость каждого опорного диска (Fig. 174). When calibrating one set of disks of the unit of the Bratsk hydroelectric power plant it was found that the rigidity of the disks varies greatly and therefore the calibration data were taken into account at final lining of the supporting screws.

For the check-up of the camber of the supporting disks and, consequently, the load on each segment, each disk 14 (Fig. 173, б) is welded to a block with a thread to receive rod 13 for fixing dial gauge 12. Cleats 11 supporting the dial gauge leg are screwed to segment 9. Prior to a final adjustment of the load the pointers of the dial gauges are set to zero. In this case the segments are not loaded because the rotor is jacked up. After that the rotor is lowered down on the thrust bearing and the dial gauge readings are taken. On the basis of the obtained readings and taking into account the rigidity of each disk the segments are finally tightened. If tightening with loads appears difficult, the rotor is jacked up.

The adjustment terminates if the load on each segment (taking into account the rigidity of the disk) is practically equal or differs not more than by 10%. Separate screws are adjusted in much the same way when checking with strain gauges.

The process of check-up with strain gauges resides in measuring the resistance of conductors glued to the disk of strain gauges which varies with deformation of the disk. Values of resistance change are compared with the data of calibration.

It should be noted that strain gauges are very sensitive and the slightest deviation in distances from the disk brings about changes in readings.

Thrust bearings with segments on elastic washers. In this type of thrust bearings the vertical position of segments is adjusted by their uniform scraping or through liners positioned under the washers. The check-up is effected by rotation of the runner on the segments on the base of the thrust bearing.

G. FINAL ASSEMBLY OF THE THRUST BEARING AND THE OIL BATH

The thrust bearing and the oil bath are assembled finally after the division of loads between segments which, as it was mentioned, is done after the alignment of the generator shaft and often after coupling the shafts and their alignment. Before the adjustment of loads on segments the bath shall be cleaned of dust and dirt and working surfaces of segments and the runner shall be washed with alcohol or aviation gasoline.

и диска промыты спиртом-ректификатом или авиабензином.

В подпятниках без принудительного подвода масла к сегментам необходимо перед закрытием ванны нанести на рабочие поверхности диска и сегментов слой медицинского вазелина или пресного свиного жира (при окружающей температуре выше 20°C допустимо применение пресного бараньего или говяжьего жира), чтобы облегчить образование масляной пленки во время первого пуска, когда трущиеся поверхности еще не приработаны.

В подпятниках на винтовых и гидравлических опорах опорные винты расконтривают специальными контрящими вилками с целью предотвратить самоотвертывание. Устанавливаемые между сегментами ограничители должны иметь боковые и вертикальные зазоры между сегментом и ограничителем, предусмотренные проектом, или отклоняться от них не более чем на ± 2 мм. Абсолютная величина зазора не должна быть меньше 1 мм.

Диск по отношению к сегментам должен занимать концентричное положение или иметь отклонения, не превышающие 0,1% от диаметра, для дисков с наружным диаметром до 1000 мм и 0,065% для дисков большего диаметра.

Неконцентричность выгородки относительно вала допустима в пределах 20% от зазора. Перед закрытием ванны установленные в ней маслоохладители вместе с подводящими трубопроводами должны быть гидравлически испытаны испытательным давлением в течение 1 ч.

В подпятниках с принудительной подачей масла к сегментам перед закрытием ванны необходимо испытать маслоподающую систему максимально возможным давлением до момента просачивания масла из зазоров между диском и сегментами. В магистрали от насоса до сегментов при этом не должно быть никаких протечек. Обратные клапаны маслоподающего устройства испытывают до установки их в ванну.

Последними перед закрытием люков и крышки ванны устанавливают термодатчики и проверяют изоляцию от токов Фуко.

Термосопротивления и термосигнализаторы, предназначенные для установки в сегменты и масляную ванну, следует проверить и протарировать в лаборатории, а гнезда для них тщательно прочистить, проводку в пределах ванны сделать проводом с маслостойкой изоляцией и надежно прикрепить к неподвижным частям ванны. Провода с термодатчиком надо соединить горячей пайкой, обеспечив хороший контакт и достаточную прочность.

После выполнения всех работ в пределах ванны необходимо еще раз проверить сопротивление установленной в ванне изоляции от токов Фуко: оно не должно быть менее 0,3 МОм. Убедившись в хорошей изоляции, ванну закрывают и заполняют маслом.

In thrust bearings without forced oil supply to segments before closing the bath it is necessary to apply a layer of medical vaseline or animal fat to working surfaces of the runner and segments (when the ambient temperature is above 20°C it is allowed to use beef fat or sheep's fat) to facilitate the formation of the oil film during the first start-up when the working surfaces are not yet run in.

In thrust bearings on screw and hydraulic supports the support screws shall be locked by special locking appliances to avoid their self-loosening. The limiters positioned between the segments should be provided with side and vertical clearances between segments and limiters or may have deviation of not more than ± 2 mm. The absolute value of the clearance should be less than 1 mm.

The runner should be concentric with respect to the segments or may have a deviation not exceeding 0.1% of the diameter for the runners of outer diameters up to 1000 mm and 0.065% for the runners of larger diameters.

Non-concentric position of the shield with respect to the shaft is allowed within 20% of the clearance. Before closing the bath the oil coolers and supply pipings shall be tested hydraulically for an hour.

In thrust bearings with forced oil supply to segments before closing the bath it is necessary to test the oil supply system at a maximum possible pressure up to the moment of oil leakage from the gaps between the runner and segments. There should be no oil leakage in the line between the sump and segments. Non-return valves of the oil supply device shall be tested before mounting in the bath.

Instruments of thermal control are the last to be mounted before hatches and covers are closed and at the same time the insulation between bearing shells and the shaft journals is to be checked.

Thermal resistances and thermal detectors designed to be mounted in segments and in the oil bath shall be checked up and calibrated in the laboratory; the jacks shall be thoroughly cleaned; the wiring in the bath shall be with oil-resistant insulation and shall be fixed to immovable parts of the bath. The leads of the thermal detectors shall be connected by hot soldering and a proper contact and strength shall be provided.

After the completion of all operations in the bath of the insulation resistance between the bearing shells and the shaft journal shall be checked once again. It should not exceed 0.3 MOhm. The results of check-up being adequate, the bath may be closed and filled with oil.

5-9. ВЫВЕРКА ПЕРПЕНДИКУЛЯРНОСТИ ОСИ ВАЛА К ПЛОСКОСТИ ТРЕНИЯ ПОДПЯТНИКА

А. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Перпендикулярность оси вала к рабочей плоскости диска подпятника можно выверять на сборочной площадке, используя для этого специальное приспособление, подобное описанному выше (рис. 170), либо непосредственно в кратере агрегата. Во втором случае это делается до или после спаривания вала гидрогенератора с валом гидротурбины. При спаренных валах перпендикулярность выверяется точнее, так как опора подпятника под действием полного груза занимает положение, близкое к рабочему, поскольку выбраны все слабины, которые иначе могут давать переменные значения деформаций опорных частей. Кроме того, при рациональном распределении биения вала, вызываемого неперпендикулярностью плоскости подпятника к оси вала и изломом оси вала во фланцевом соединении, некоторые промежуточные работы могут быть исключены.

Однако следует заметить, что выверять таким способом перпендикулярность плоскости подпятника к оси вала у гидроагрегатов с радиально-осевой гидротурбиной не представляется возможным, так как биение на конце вала агрегата часто выходит за пределы имеющихся у таких агрегатов зазоров по рабочему колесу и лабиринтам.

Выверять биение фланца вала генератора, вызываемое неперпендикулярностью оси вала к плоскости трения подпятника, можно по индикаторам или по струнам. Последний способ сложнее и требует большего времени, а поэтому его не применяют.

Б. ВЫВЕРКА БИЕНИЯ ВАЛА ГИДРОГЕНЕРАТОРА ДО СПАРИВАНИЯ ЕГО С ВАЛОМ ГИДРОТУРБИНЫ

Определение величины биения вала. При определении величины биения вала гидрогенератора по индикаторам и щупу за исходную базу обычно берут фланец вала гидротурбины, который центрируют, как правило, сразу после установки его в кратер, а затем вновь проверяют перед выверкой биение вала гидрогенератора. В этом случае вал гидрогенератора за счет горизонтальных и вертикальных перемещений на подпятнике или вместе с грузонесущей крестовиной устанавливают в исходное положение, при котором в пределах допусков на предварительное центрирование совмещаются оси обоих валов, а плоскости сопряжения фланцев располагаются параллельно. При таком предварительном центрировании отклонения обычно допускаются в пределах: 0,1—0,2 мм по параллельности

5-9. CHECKING THE SHAFT AXIS FOR VERTICAL ALIGNMENT WITH THE THRUST BEARING FRICTION SURFACE

A. GENERAL

The vertical alignment of the shaft axis to the working surface of the thrust bearing runner can be checked up at the assembly floor using a special arrangement similar to that described above (Fig. 170) or directly in the unit pit. If the latter case, this can be done either before or after the turbine and generator shafts are coupled. When checking with the shafts coupled, the results are more accurate because the thrust bearing support assumes an almost working position under the effect of full load since all backlashes and plays are compensated for though otherwise they would bring in variable strains of supporting members. Besides, with a reasonable distribution of the shaft run-out caused by vertical misalignment between the thrust bearing surface and the shaft axis and angularity of the shaft axis at the flange joint some auxiliary jobs can be eliminated.

It should be pointed out, however, that with a Francis turbine such a check-up method is not feasible because the run-out of the unit shaft extension is often beyond the limit of the runner and labyrinth clearances in such units.

The generator shaft flange can be checked for run-out caused by vertical misalignment of the shaft axis with respect to the thrust bearing friction surface with the aid of dial gauges and a stretched wire. The latter method is rather complicated and takes much time. That is why, it is not used as a rule.

В. CHECKING THE GENERATOR SHAFT FOR RUN-OUT PRIOR TO COUPLING IT TO THE TURBINE SHAFT

Determination of the shaft run-out. The reference base for determining the generator shaft run-out with the aid of a dial gauge and a feeler gauge is usually the flange of the turbine shaft which is centered, as a rule, immediately after mounting it in the pit and then checked up again before checking the generator shaft run-out. To this end, the generator shaft is placed in the original position by shifting it vertically and horizontally on the thrust bearing or together with the handling cross-bar. In this position the centre lines of the shafts are aligned accurate to the allowance for preliminary centering and the mating surfaces of the flanges are set in parallel. Allowances for parallel misalignment of mating surfaces and for alignment of centre lines of the shafts are usually

плоскостей разъема и 0,5—1 мм по осям валов при замерах по совмещению образующих фланцев. В том и другом случае допуски могут быть расширены, но это осложнит процесс замеров.

После предварительной установки вала гидрогенератора заводят один направляющий подшипник, расположенный наиболее близко к подпятнику.

Для уменьшения сил сопротивления трению плоскости трения диска и сегментов подпятника смазывают салом.

Чтобы избежать искажений в показаниях биения, которое может получиться за счет неравномерности толщины слоя сала, перед проверкой делают один холостой поворот ротора на подпятнике, не измеряя биение. Затем вдоль линии вала на фланце и на шейке подшипника с установленным вкладышем намечают четыре равномерно расположенные по окружности вертикальные линии, а к фланцу и шейкам вала устанавливают по два индикатора, располагая их в одних и тех же вертикальных плоскостях, находящихся под углом 90° одна к другой. Перед поворотом ротора индикаторы ставят так, чтобы штифт имел натяг 2—3 мм, а стрелка стояла на нуле. После этого с помощью щупа и мерных пластинок измеряют расстояние между сопрягаемыми плоскостями фланцев валов в четырех равномерно расположенных радиальных сечениях.

Способом, рекомендованным в п.Д § 5-8, ротор поворачивают строго на 180°. Прекратив поворот и ослабив трос, с помощью которого производился поворот, измеряют в этих же сечениях расстояния между фланцами, а также записывают показания всех индикаторов. При этом обращают внимание на направление перемещения штифта индикатора. Если он перемещается к оси вала, показания записывают со знаком минус, а при перемещении штифта от оси вала — со знаком плюс. Так как показания индикаторов, установленных у шейки подшипника, практически определяют перемещения вала на подпятнике, то величина биения фланца вала по соответствующим сечениям будет определяться как арифметическая разность показаний индикаторов у фланца вала и у шейки подшипника. При замере щупом этого перемещения не учитывают, а сам замер является как бы дублирующим контролем.

Наибольшая величина биения фланца вала

$$B_{\phi} = \sqrt{a^2 + b^2},$$

где a, b — величины биения фланца в двух взаимно перпендикулярных сечениях.

Радиальную линию наибольшего биения находят графически или аналитическим способом.

После определения величины биения делают контрольную проверку правильности полученных результатов, повторяя поворот ротора на 180° и контролируя биение при этом индикаторами и щупом. Если в результате проверки подтвердится

within the limits of 0.1 to 0.2 and 0.5 to 1.0 mm, respectively, as measured by the generating lines of the flanges. In either case, greater deviations may be allowed, but this will make the procedure of measurements more difficult.

After the generator shaft is roughly installed, one guide bearing closest to the thrust bearing is to be mounted.

The rubbing surfaces of the thrust bearing segments and disk are to be coated with grease to reduce friction forces.

In order to avoid distortions in the dial gauge readings due to a non-uniform coat of grease, the rotor must be given an idle revolution on the thrust bearing before making measurements. Then four marks uniformly spaced along the vertical line circumference are to be made along the shaft line on the flange and on the bearing journal. Two dial gauges are to be mounted on the flange and two ones on each shaft journal. All the dial gauges must be set on the same vertical planes at right angles to one another. Prior to turning the rotor, the dial gauges are to be set in a position in which their pins have an interference fit of 2 or 3 mm and the pointers are set to zero. Thereupon, the distance between the mating surfaces of the shaft flanges are to be measured at four equally spaced radial sections by means of a feeler gauge and flats.

The rotor is to be turned strictly through 180° using the procedure specified under Section 5-8, E. Then the rotor is to be stopped, the turning rope released, the distances between the flanges measured at the same four sections, and the readings of all the dial gauges put down. In the procedure, attention shall be paid to the direction of the dial gauge pin movement. If it moves towards the shaft axis, readings are to be put down with the negative sign, if it moves from the shaft axis, the sign must be positive. Since the dial gauges mounted at the bearing journal give actually readings that determine the shaft motion on the thrust bearing, the run-out of the shaft flange across respective sections will be determined as the arithmetic difference between the dial gauge readings at the shaft flange and those at the bearing journal. When measurements are made with a feeler gauge, this motion is not taken into account and the measurement proper is, essentially, a duplicating check-up one.

The maximum run-out of the flange shaft

$$RO_f = \sqrt{a^2 + b^2},$$

where a and b are flange run-out values measured at two mutually normal sections.

The radial line of the maximum run-out is to be found by plotting a graph or by an analytic method.

Upon the determination of the run-out the results obtained must be checked up. To this end, the rotor is to be turned through another 180° and the run-out

правильность предыдущих замеров, то в зависимости от величины, биение исправляют или производят окончательное прицентрирование вала гидрогенератора к валу гидротурбины и сдают валы под спаривание в единый вал.

В табл. 14 и 15 приведены допустимые техническими условиями на монтаж гидроагрегатов величины относительно биения валов гидрогенераторов и отклонений при прицентрировании вала гидрогенератора к валу гидротурбины перед их спариванием. Следует иметь в виду, что относительным биением считается биение, приходящееся на 1 м длины вала.

В тех случаях, когда вызываемое неперпендикулярностью оси вала к плоскости трения подпятника биение вала выходит за допустимые значения, его устраняют или шлифуют на клин опорной плоскости втулки либо тыльной стороны зеркального диска.

measured with the aid of dial gauges and a feeler gauge. If the previous results are confirmed by the check-up measurements, the generator and turbine shafts are finally aligned or corrected, depending on the amount of run-out, whereupon they can be released for coupling into an integral piece.

Tables 14 and 15 specify permissible relative run-outs for the shafts of hydrogenerators and tolerances for their alignment before releasing them for coupling with turbine shafts. It should be borne in mind that the relative run-out is the run-out per 1 m of the shaft length.

In the event of a run-out exceeding the specified values, which may occur due to vertical misalignment of the shaft axis to the thrust bearing friction surface, this defect is to be eliminated either by wedge grinding of the thrust collar bearing surface or by grinding the underside of the mirror runner.

Таблица 14

ДОПУСКИ НА БИЕНИЕ ВАЛА АГРЕГАТА ПРИ ПРОВЕРКЕ ПОВОРОТОМ РОТОРА НА ПОДПЯТНИКЕ

Характер биения вала	Место замера	Допустимая величина биения (мм) при скорости вращения вала до, об/мин			
		100	250	375	600
Относительное биение вала турбины, мм/м	Шейка вала у турбинного подшипника	0,050	0,050	0,040	0,030
Относительное биение вала генератора, мм/м	Фланец вала генератора	0,030	0,030	0,020	0,015
Абсолютное биение надставки генератора вала, мм	Посадочная шейка для якоря возбуждителя	0,300	0,200	0,150	0,150

Примечание. Во всех случаях величина фактического биения вала у турбинного подшипника не должна превышать

0,4 мм для агрегатов со скоростью вращения до 250 об/мин и 0,3 мм для агрегатов со скоростью вращения более 250 об/мин.

Table 14

TOLERANCES FOR POWER UNIT SHAFT RUN-OUT AS MEASURED BY TURNING THE ROTOR ON THRUST BEARING

Run-out	Point of measurement	Permissible run-out mm, at shaft speed, rpm			
		100	250	375	600
Relative run-out of turbine shaft mm/m	Shaft journal at turbine bearing	0.050	0.050	0.040	0.030
Relative run-out of generator shaft, mm/m	Generator shaft flange	0.030	0.030	0.020	0.015

Run-out	Point of measurement	Permissible run-out mm, at shaft speed, rpm			
		100	250	375	600
Absolute run-out of generator shaft extension, mm	Exciter armature mounting journal	0.300	0.200	0.150	0.150

Note. In all cases, the actual run-out of the shaft at the turbine bearing shall not exceed 0.4 mm for power units rotating

at a speed of up to 250 rpm and 0.3 mm for those rotating at a speed higher than 250 rpm.

Таблица 15

ДОПУСКИ НА ОТКЛОНЕНИЯ ПРИ ЦЕНТРИРОВАНИИ ВАЛА ГИДРОГЕНЕРАТОРА К ВАЛУ ГИДРОТУРБИНЫ ПЕРЕД СПАРИВАНИЕМ

Характер отклонений	Место замера	Допускаемое отклонение, мм
Смещение оси вала генератора относительно оси вала турбины	По образующим фланца	0,1
Непараллельность сопрягаемых плоскостей фланцев при диаметре фланца вала (мм): до 600 до 1000 до 1500 до 2200	Между сопрягаемыми плоскостями фланцев	0,020 0,025 0,030 0,035

Table 15

TOLERANCES FOR CENTERING THE GENERATOR AND TURBINE SHAFTS PRIOR TO THEIR COUPLING

Deviation	Point of measurement	Tolerance, mm
Misalignment between generator and turbine shaft axes	Over generating lines of flanges	0.1
Parallel misalignment of mating surfaces of flanges for flange diameter, mm: up to 600 up to 1000 up to 1500 up to 2200	Between mating surfaces of flanges	0.020 0.025 0.030 0.035

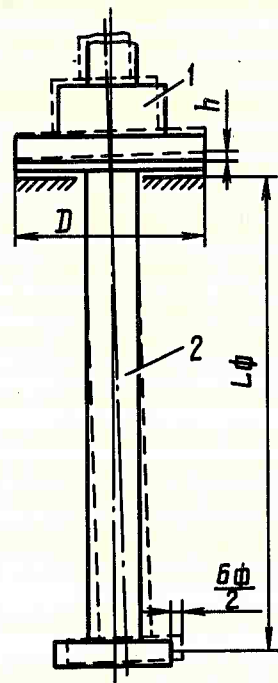


Рис. 175. Расчет клина, снимаемого с тыльной стороны диска подпятника или с опорной плоскости втулки: 1 — втулка подпятника; 2 — вал (штриховой линией показано положение вала после установки клиновидной прокладки высотой h)

Fig. 175. Calculation of wedge removed from rear section of thrust bearing runner or from support surface of collar:

1 — thrust bearing collar; 2 — shaft (dash line shows position of shaft after positioning of wedge-shaped padding of height h)

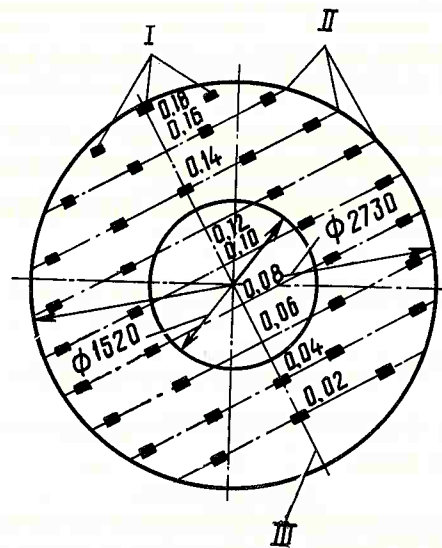


Рис. 176. Разметка мест нанесения маяков для шлифовки клиновидного слоя зеркального диска: I — глубина маяков; II — линия маяков; III — плоскость биения

Fig. 176. Laying-out of targets for grinding wedge-shaped layer of runner:

I — depth of targets; II — line of targets; III — run-out plane

В гидрогенераторах со скользящей посадкой втулок подпятника на вал исправление можно легко и быстро сделать, спилив на клин запорное кольцо втулки.

При любом способе исправления биения вала вначале следует определить величину клина, который должен быть сошлифован с одной из сопрягаемых плоскостей или, наоборот, заложен между ними. Из геометрических подобий (рис. 176) нетрудно проследить, что величину такого клина можно определить из следующего соотношения:

$$h = \frac{RB_{\phi}}{L_{\phi}},$$

где h — наибольшая высота клина; R — радиус наружной окружности опорной плоскости втулки подпятника; B_{ϕ} — наибольшая величина биения фланца вала гидрогенератора; L_{ϕ} — расстояние от плоскости трения до фланца вала гидрогенератора.

Устранение биения вала шлифовкой опорной плоскости втулки или тыльной стороны зеркального диска. Если на опорной плоскости втулки подпятника нет буртика, который затрудняет ее шлифовку, то снять клиновидный слой металла можно с любой из сопрягающихся плоскостей. Сделать это удобнее всего торцовыми шлифовальными машинками. Для этого на втулку или диск (рис. 176) перпендикулярно к плоскости биения наносят равномерно отстоящие одна от другой параллельные линии, вдоль которых вышабривают шабером маяки такой глубины, при которой их вершины будут ле-

Where the thrust collars are mounted on the generator shaft with a sliding fit, the run-out can be easily brought to the normal value by tapering the collar snap ring.

In any case, when correcting the shaft run-out, the first thing to do is to determine how much one of the mating surfaces is to be bevelled or how large a wedge is to be inserted between the mating surfaces. It can be easily understood from geometric similarity (Fig. 176) that the size of such a wedge can be found from the following equation:

$$h = \frac{R RO_f}{L_f}$$

where h is maximum height of the wedge; R is radius of the outer circumference of the thrust collar supporting surface; RO_f is maximum run-out of generator shaft flange; L_f is distance from the friction surface to the generator shaft flange.

Eliminating the shaft run-out by grinding the bearing surface of the thrust collar or the underside of the mirror runner. When the bearing surface of the thrust collar has no boss that may interfere with its grinding, any of the mating surfaces can be bevelled. It is good practice to do this by means of a face grinder. To this end, parallel lines equally spaced one from another are to be drawn on the collar or runner (Fig. 176) normal to the run-out plane and reference notches are to be scraped out along them. The notches must have such a depth that their tops were on the same

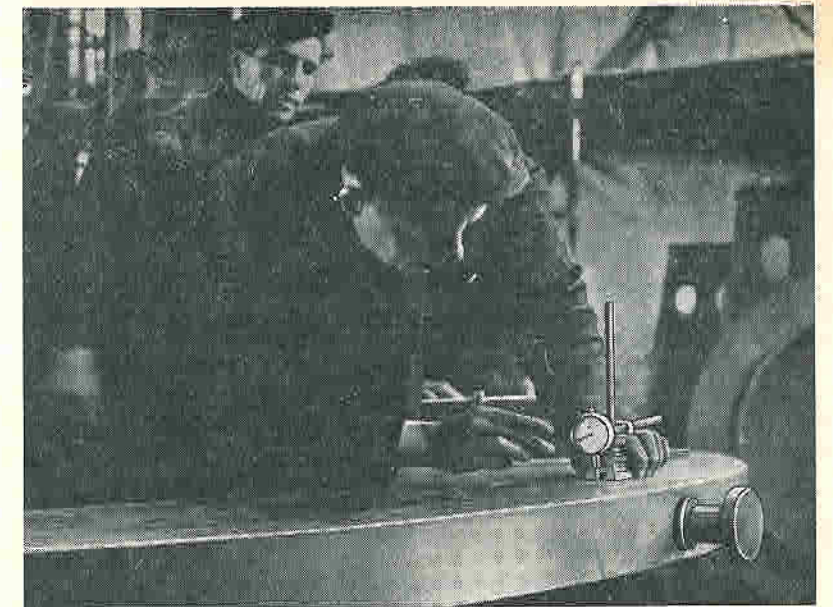


Рис. 177. Проверка маяков по индикатору

Fig. 177. Check-up of targets with dial gauge

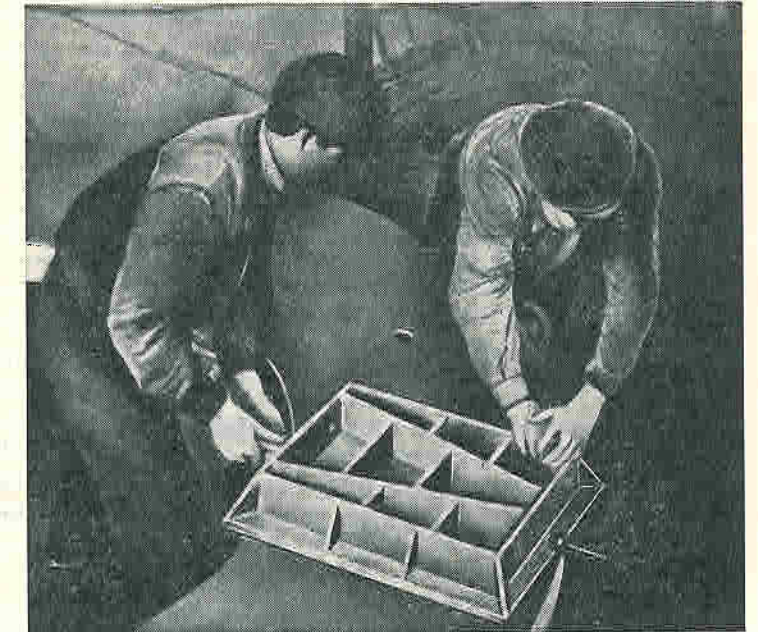


Рис. 179. Проверка шлифовки по контрольной проверочной плите

Fig. 179. Check-up of grinding by surface plate

Рис. 178. Шлифовка тыльной стороны зеркала на клин по заранее вышабренным маякам

Fig. 178. Bevel-grinding of mirror surface by already scraped targets

жать на одной плоскости, образующей вместе с первоначальной нешлифованной поверхностью подлежащий снятию клин. Глубину маяков проверяют с помощью индикатора (рис. 177).

После нанесения маяков поверхность диска шлифуют на клин, ориентируясь по этим маякам. В результате должна получиться плоскость, проходящая через вершины маяков. При этом контроль осуществляют проверочной линейкой и проверочной плитой на краску (рис. 178 и 179).

level to form, together with the original unground surface, the wedge-like portion to be removed. The depth of reference notches is to be checked by means of dial gauge (Fig. 177).

After the notches are scraped out, the runner surface is to be bevelled with reference to these notches. The surface obtained must pass through the tops of the notches. This is to be checked by means of a straight-edge and a surface plate by a blue-print method (Figs 178 and 179).

Независимо от способа устранения биения вала после окончательной выверки необходимо проверить также волнообразность на зеркальной поверхности диска: для всех типов гидрогенераторов она не должна превышать 0,05—0,06 мм. Проверку производят индикаторами при вращении ротора на подпятнике. Штифты индикаторов подводят к зеркальному диску между сегментами по наружной, средней и внутренней окружностям на диске. Чтобы не повредить рабочую поверхность диска, на конец штифта надо надевать бронзовый или медный наконечник.

Исправить волнообразность рабочей поверхности диска можно шлифовкой выступающих на нерабочей плоскости диска бугорков.

5-10. СПАРИВАНИЕ ВАЛА ГИДРОГЕНЕРАТОРА С ВАЛОМ ГИДРОТУРБИНЫ

A. ПРИЦЕНТРИРОВАНИЕ ВАЛА ГИДРОГЕНЕРАТОРА К ВАЛУ ГИДРОТУРБИНЫ

Выверив биение вала гидрогенератора и волну на рабочей поверхности зеркального диска, приступают к окончательному прицентрированию вала гидрогенератора к отцентрированному валу гидротурбины, чтобы затем эти два вала соединить в единый вал. В результате прицентрирования образующие фланцев обоих валов должны совпасть друг с другом, а сопрягаемые плоскости стать параллельными. При этом допустимые отклонения от соосности и от параллельности фланцев не должны превышать значений, указанных в табл. 15.

Кроме того, необходимо, чтобы перед спариванием валов оси соответствующих отверстий под болты крепления на обоих фланцах совпадали между собой. Это проверяют по меткам, нанесенным на обоих фланцах во время спаривания валов на заводе-изготовителе гидротурбин.

Для совмещения отверстий вал вращают на подпятнике краном, приспособлением или домкратами, распираемыми во втулку и корпус подпятника; горизонтальные и вертикальные перемещения производят с помощью сегментов подшипника и подпятника.

Б. СОЕДИНЕНИЕ ФЛАНЦЕВ ВАЛОВ

Перед соединением фланцев надо тщательно зачистить плоскости сопряжения и проверить лекальной линейкой отсутствие забоин и заусенцев. Соединяют фланцы валов обычно в две операции; подтягивают вал вместе с рабочим колесом гидротурбины к валу гидрогенератора и обтягивают все соединительные болты до предельно допустимых напряжений.

Irrespective of the method used for correcting the shaft run-out, the final check-up must be followed by checking the mirror runner surface for undulation which should not exceed 0.05 to 0.06 mm for all types of generators. This check is to be made with the aid of dial gauges with the rotor rotated on the thrust bearing. The dial gauge pins are to be approached to the mirror runner between the segments on the outer, intermediate, and inner circumferences of the runner. To avoid damage to the working surface of the runner, a bronze or copper lug should be fitted on the pin end.

Undulations on the runner working surface can be removed by grinding rough portions on the non-working surface of the runner.

5-10. COUPLING THE TURBINE AND GENERATOR SHAFTS

A. ALIGNMENT OF SHAFTS

After the generator shaft run-out and the runner surface undulation have been checked up, the generator shaft is to be finally aligned with the turbine shaft that has been already centred. Thereupon, these shafts can be released for coupling to form an integral piece. After the alignment the generating lines of the flanges of both the shafts must coincide and the mating surfaces must be parallel. Permissible tolerances for misalignment of shafts and parallel misalignment of flanges shall not exceed the values specified in Table 15.

It is also necessary to align holes for fastening bolts on both the flanges prior to coupling the shafts. This is to be checked against reference marks applied to both the flanges at the manufacturing plant while the turbine shafts were coupled.

To align the holes, the shaft is to be rotated on the thrust bearing with the aid of a crane, a fixture, or jacks taut strut within the thrust bearing collar and casing. Horizontal and vertical movements are to be carried out by means of the bearing and thrust bearing segments.

В. COUPLING THE SHAFT FLANGES

Prior to coupling the flanges, their mating surfaces must be thoroughly cleaned and checked with a straight-edge for dents and burrs. The coupling procedure usually takes two steps. First the turbine shaft and runner assembly is to be pulled to the generator shaft and all the coupling bolts are to be tightened until maximum permissible strain is set up in them.

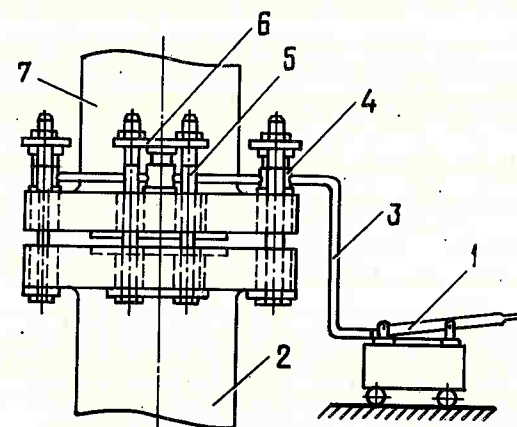


Рис. 180. Подтягивание вала гидротурбины к валу гидрогенератора с помощью гидравлического приспособления:

1 — гидропресс; 2 — вал гидротурбины; 3 — трубопровод; 4 — гидродомкрат; 5 — болт приспособления; 6 — опорная балочка; 7 — вал гидрогенератора

Fig. 180. Drawing-up turbine shaft to generator shaft with hydraulic device:

1 — hydraulic press; 2 — turbine shaft; 3 — piping; 4 — hydraulic jack; 5 — bolt; 6 — supporting beam; 7 — generator shaft

Вал с рабочим колесом поднимают на нескольких соединительных болтах при помощи большого гаечного ключа, поворачиваемого рычагами, талиями или краном, зацепленным к ключу через блоки, или специальным приспособлением с гидравлическими домкратами. Такое приспособление значительно облегчает труд, поэтому его стали широко применять на практике.

Подтягивание вала посредством этого приспособления выполняют в следующем порядке.

На фланец вала 7 гидрогенератора устанавливают четыре (или больше) гидродомкрата 4 (рис. 180), соединенных между собой трубопроводом 3, через который к каждому гидродомкрату от насоса высокого давления с ручным или механическим приводом подается масло под одинаковым давлением. Гидродомкраты 4, воздействуя через опорную балочку 6 на болты 5 приспособления, подтягивают вал 2 вместе с рабочим колесом гидротурбины к валу гидрогенератора.

Для предотвращения падения рабочего колеса с валом при разрыве трубок или других повреждениях, вызывающих резкое уменьшение давления в магистрали, на установленных постоянных болтах по мере подтягивания вала заворачивают гайки. Подтянув вал гидродомкратами, но не сняв давления в магистрали, гайки на направляющих болтах полностью затягивают. Затем домкраты вместе с балочками и болтами снимают, а в освободившиеся отверстия заводят остальные припасованные болты, после чего окончательно затягивают все болты.

У сравнительно небольших гидроагрегатов окончательная затяжка соединительных болтов производится с помощью накидных гаечных ключей, к которым прикладывается ударная сила от кувалды или специального барса, либо усилие через блок от лебедки или крана.

У крупных гидроагрегатов болты затягивают при помощи гидравлических сбалчивателей, специально изготовляемых гидротурбинными заводами (рис. 181).

The shaft with the runner is to be raised on a few coupling bolts by means of a large wrench that is to be turned with levers, tackle, or a crane hooked to the wrench by means of pulleys, or by a special fixture with hydraulic jacks. Such a fixture greatly facilitates the work and is now widely used in practice.

Pulling the shaft with the aid of this fixture takes the following procedures.

Four or more hydraulic jacks 4 are to be mounted on shaft flange 7 (Fig. 180). The jacks are to be interconnected through piping 3 which delivers oil to each jack at an equal pressure from a hand- or motor-driven high-pressure pump. Hydraulic jacks 4 actuate bolts 5 of the fixture through supporting beams 6 and pull shaft 2 together with the turbine runner to the generator shaft.

To prevent dropping of the runner and shaft assembly in the event of breakage of pipes or other troubles causing an abrupt pressure drop within the main pipeline, the nuts on the permanent bolts must be tightened up all the time while the shaft is pulled up. The nuts on the guide walls are to be tightened up well home after the shaft is pulled up by the hydraulic jacks while pressure is still maintained in the main line. Thereupon, the jacks and the beams and bolts are to be removed and the remaining fitted bolts are to be driven in the released holes. This done, all the bolts shall be tightened up well home.

In the case of relatively small hydrogenerators, the bolts are to be tightened up well home with the aid of box wrenches turned by means of a sledge hammer or a special percussive tool, or else, by means of a hoist or crane through a pulley block.

In the case of large generators, the bolts are to be tightened up by means of hydraulic bolting tools specially designed and manufactured by turbine factories (Fig. 181).

The bolts are to be tightened uniformly with forces applied to them being within specified limits, as deter-

Затягивать болты следует равномерно, чтобы усилия в них, определенные по относительному удлинению, не превышали допускаемых расчетом. При этом сопрягаемые плоскости фланцев валов должны соприкасаться так, чтобы между ними не проходил щуп с размером 0,03 мм.

После окончательной затяжки гайки контрят посредством контрящих шайб, сварки или других устройств, а на фланцы сверху и снизу ставят защитные кожухи, закрывающие гайки и головки болтов.

5-11. ЦЕНТРИРОВАНИЕ РОТОРА ГИДРОАГРЕГАТА

А. РАЗЛИЧНЫЕ СПОСОБЫ ВЫВЕРКИ ОБЩЕЙ ЛИНИИ ВАЛА ГИДРОАГРЕГАТА

Общую линию вала гидроагрегата выверяют после спаривания вала гидротурбинатора с валом гидротурбины и установки надставки вала гидрогенератора. Во время этой проверки выявляют величины биения вала у шеек подшипников, у фланцев и у надставки. Это биение вызывается изломом линии вала во фланцевых соединениях и неперпендикулярностью оси вала гидрогенератора к плоскости трения подпятника.

Биение из-за неперпендикулярности оси вала к плоскости трения подпятника иногда может иметь недопустимые значения, даже и в том случае, если выверка с доведением до норм сделана заранее, до спаривания валов. Это объясняется появлением дополнительных деформаций в сопряжениях вала со втулкой и диском подпятника вследствие догрузки подпятника после спаривания валов ротором гидротурбины.

Общую линию вала, как уже было отмечено выше, проверяют перед окончательной подбивкой сегментов подпятника при установленном подшипнике вала гидротурбины. При этом устанавливают один подшипник вала гидрогенератора, который расположен наиболее близко к плоскости трения подпятника. Зазоры в подшипнике делают наименьшими.

Общую линию вала можно проверять по струнам способом, изложенным в § 4-12, поворачивая вал на 180°; с помощью индикаторов также с поворотом вала на 180°, либо с помощью бесконтактных магнитных датчиков, с осциллографированием процесса биения при повороте ротора. Проверка линии вала по струнам ввиду сложности работ производится весьма редко, поэтому рассмотрим только два последних способа.

Б. ПРОВЕРКА ОБЩЕЙ ЛИНИИ ВАЛА С ПОМОЩЬЮ ИНДИКАТОРОВ

Для проверки общей линии вала с помощью индикаторов вдоль всего вала гидроагрегата, включая и надставку, под углом 90° наносят продольные

минимизированные относительным удлинением. В процессе действия, сопрягаемые поверхности фланцев должны соприкоснуться так, чтобы 0,03-мм щуп не проходил в зазор.

После того как гайки полностью затянуты, их следует зафиксировать в положении с помощью контрящих шайб, пайки, или любыми другими средствами и защитными колпачками. Их устанавливают на фланцы в нижней и верхней частях, чтобы закрыть гайки и головки болтов.

5-11. CENTERING THE HYDROPOWER UNIT ROTOR

А. METHODS OF CHECKING UP THE POWER UNIT SHAFT LINE

The power unit shaft line is to be checked up upon coupling the turbine and generator shafts and installing the generator shaft extension. This check involves determination of run-out at the bearing journals, flanges, and shaft extension. The run-out may be caused by the angularity of the shaft line at the flange joints and vertical misalignment of the generator shaft axis relative to the thrust bearing friction surface.

Run-out caused by vertical misalignment between the generator shaft axis and the thrust bearing friction surface may sometimes reach inadmissible values even when the shafts were aligned beforehand prior to being coupled. This may happen because additional strains appear at the joint between the shaft and the thrust and runner as a result of additional loads applied to the thrust bearing by the turbine rotor after the shafts are coupled.

The shaft line is to be checked up, as has been already mentioned, prior to a final lining of segments while the turbine shaft bearing is not yet mounted. In this case, only one generator shaft bearing closest to the friction surface of the thrust bearing is to be mounted, keeping bearing clearances as small as possible.

The shaft line can be checked up using the stretched wire method proceeding as specified in Section 4-12 and turning the shaft through 180°, by means of dial gauges with the shaft also turned through 180°, or by means of contactless magnetic transmitters, run-out being displayed on an oscilloscope screen while the shaft is rotated. Since the stretched wire method is very complicated and its use is very limited, we shall discuss hereunder only the two latter methods.

Б. CHECKING THE SHAFT LINE BY MEANS OF DIAL GAUGES

The procedure is as follows. Longitudinal lines are to be drawn at right angles over the entire shaft of the unit, including the shaft extension, and eight

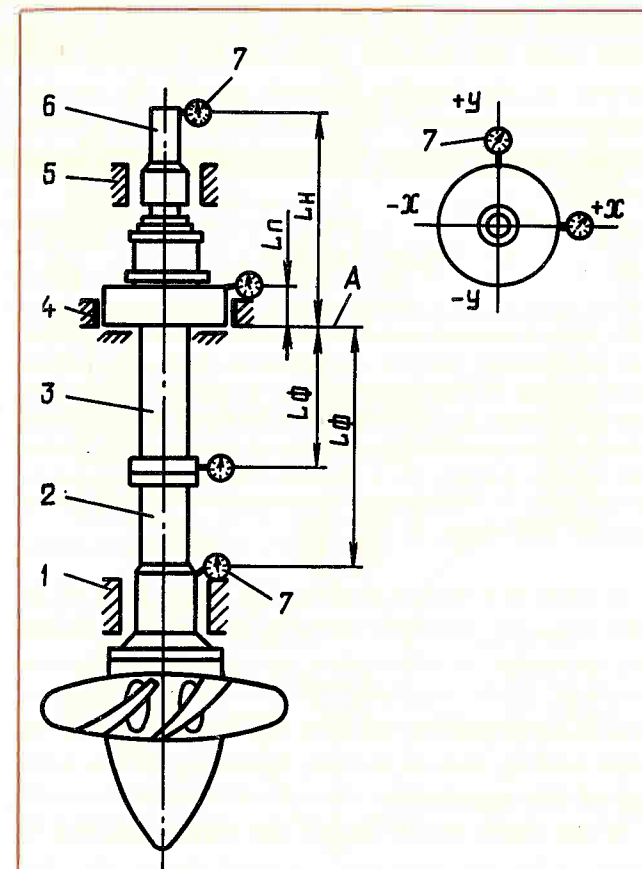


Рис. 181. Схема проверки общей линии вала гидроагрегата:

1 — корпус подшипника гидротурбины; 2 — вал гидротурбины; 3 — вал гидрогенератора; 4 — сегменты нижнего генераторного подшипника; 5 — гнездо верхнего генераторного подшипника; 6 — надставка вала гидрогенератора; 7 — индикаторы; А — плоскость трения

Fig. 181. Check-up of common shaft line:

1 — turbine bearing housing; 2 — turbine shaft; 3 — generator shaft; 4 — segments of lower generator bearing; 5 — seat of upper generator bearing; 6 — generator stub shaft; 7 — dial gauges; А — friction plane

линии, к которым в четырех поперечных сечениях устанавливают восемь индикаторов. Эти сечения проходят через верх надставки вала, шейку установленного подшипника вала гидрогенератора или вблизи нее, через фланец вала гидрогенератора и шейку подшипника вала гидротурбины (рис. 181).

Установив индикаторы и записав их показания в исходном положении, ротор гидрогенератора поворачивают на подпятнике строго на 180°. Освободив от натяжения трос, при помощи которого поворачивали ротор, записывают показания всех восьми индикаторов.

Чтобы убедиться в правильности данных замеров, делают один или два контрольных поворота на 180°. Если в исходном положении стрелки инди-

каторов были поставлены на нуль, то результирующая величина биения вала гидроагрегата у надставки, фланца вала и у шейки подшипника турбинного вала в каждом взаимно перпендикулярном сечении будет равна соответствующим показаниям индикаторов за вычетом показаний индикатора, установленного соответственно вблизи плоскости трения подпятника. Индикатор, установленный у плоскости трения, фиксирует сдвиг ротора на подпятнике в пределах зазора в подшипнике вала гидрогенератора. Наибольшая же величина биения в каждом из этих сечений определится как корень квадратный из квадратов величин биения, полученных в каждой взаимно перпендикулярной плоскости этого сечения. Следует иметь в виду, что биение фланца вала гидрогенератора вызывается только неперпендикулярностью оси вала к плоскости трения подпятника, в то время как биение надставки и турбинного вала у шейки подшипника зависит еще и от величины излома в соответствующих фланцевых соединениях. Нетрудно заметить, что при отсутствии излома во фланцевом соединении численное значение биения

dial gauges are to be mounted on them at four cross-section. These sections cut across the shaft extension top, the journal of the generator bearing that is mounted or a nearby place, the generator shaft flange, and the turbine shaft bearing journal (Fig. 181).

After the dial gauges are mounted and their initial indications are put down, the generator rotor is to be turned on the thrust bearing strictly through 180°. Then the turning rope is to be released and the readings of all the eight dial gauges put down.

In order to check up the results, the shaft is to be given one or two more revolutions through 180°. If the dial gauge pointers were at zero in the initial position, the resultant run-out of the power unit shaft at the shaft extension, the shaft flange, and the turbine shaft bearing journal at each mutually normal cross-section will equal the respective indications of the dial gauges minus the indications of the dial gauge installed at the thrust bearing friction surface. This dial gauge reads the run-out value including the rotor displacement on the thrust bearing within the limits of the generator shaft bearing. The maximum run-out at each of these sectional planes is determined as a square root of the square of run-out obtained at every mutually normal plane of this section. It should be borne in mind that the generator shaft flange run-out is only the result of vertical misalignment between the shaft axis and the thrust bearing friction surface while the run-out of the shaft extension and the turbine shaft at the bearing journal also depends on the angularity at the respective flange joints. It can be easily

у шейки подшипника вала гидротурбины, вызванного неперпендикулярностью оси вала к плоскости трения подпятника, можно вычислить из следующего соотношения:

$$B_{т.п.} = B_{ф.г} \frac{L_t}{L_{\phi}}$$

где $B_{т.п.}$ — величина биения у шейки вала гидротурбины вызванного неперпендикулярностью оси вала гидрогенератора к плоскости трения подпятника; $B_{ф.г}$ — величина биения у фланца вала гидрогенератора; L_t — расстояние от плоскости трения подпятника до места замера биения на шейке подшипника вала гидротурбины; L_{ϕ} — расстояние от плоскости трения подпятника до места замера биения на фланце вала гидрогенератора.

При наличии излома линии вала во фланцевом соединении в зависимости от его направления численное значение результирующего биения на шейке вала может быть больше, меньше или равно величине биения, замеренного на фланце вала гидрогенератора, вызванного неперпендикулярностью оси этого вала к плоскости трения подпятника.

Если после проверки будет установлено, что биение вала в соответствующих сечениях превышает значения, приведенные в табл. 14, то необходимо исправить линию вала, в зависимости от причин биения, за счет подпятника или фланцевого соединения. Способ исправления биения за счет подпятника подробно описан в § 5-9.

Рассмотрим исправление излома вала во фланцевом соединении. Излом линии вала во фланцевом соединении исправляют припиловкой или шлифовкой клинового слоя металла с сопрягающей поверхности фланца вала гидротурбины. Способ шлифовки клинового слоя аналогичен рассмотренному в § 5-9, а величину клина шлифуемого металла определяют из следующего соотношения.

$$h = \frac{R B_{т.п.}}{L_t}$$

где h — наибольшая высота клина; R — радиус фланца вала гидрогенератора; $B_{т.п.}$ — биение шейки вала гидротурбины, вызванное изломом во фланцевом соединении; L_t — расстояние от плоскости разьема фланцев до места замера биения на шейке вала гидротурбины.

Для лучшего уяснения этого вопроса рассмотрим пример. Принимаем два положения: 1) в каждом поперечном сечении (у надставки, подпятника, у фланца вала гидрогенератора и у шейки подшипника вала гидротурбины) установлено по паре индикаторов под углом 90° друг к другу (рис. 182); 2) стрелки индикаторов перед поворотом ротора для замеров биения ставят на нуль.

Допустим, что диаметр фланцев валов $D_1 = 1800$ мм, а расстояния от индикаторов до плоскости трения подпятника имеют следующие числен-

understood that in the absence of angularity at the flange joint the numeric value of the turbine shaft run-out at the bearing journal caused by vertical misalignment between the shaft axis and the thrust bearing friction surface can be found the following equation:

$$RO_{tr} = RO_{gt} \frac{L_{tr}}{L_t}$$

where RO_{tr} is run-out at the turbine shaft neck caused by vertical misalignment between the generator shaft axis and the thrust bearing friction surface; RO_{gt} is run-out at the generator shaft flange; L_{tr} is distance from the thrust bearing friction surface, to the point of measurement of run-out at the turbine shaft bearing journal; L_t is distance from the thrust bearing friction surface to the point of measurement of run-out on the generator shaft flange.

If there is a certain angle at the flange joint of the shaft line, the resultant run-out on the shaft journal may be higher or lower than or equal to the run-out measured at the generator shaft flange and caused by vertical misalignment between the shaft axis and the thrust bearing friction surface, depending on the direction of this angularity.

If the check results exceed the values specified by Table 14 for the respective sectional planes, the shaft line must be corrected on the thrust bearing or at the flange joint, depending on the cause of run-out. How to eliminate run-out by an appropriate treatment of the thrust bearing is described under Section 5-9.

The below description deals with the correction of the shaft line angularity at the flange joint. To correct the fault, the mating surface of the turbine shaft flanges is to be appropriately bevelled by filing or grinding the respective layer of metal. The procedure of bevelling with the aid of a grinder is described under Section 5-9 and the amount of metal to be removed is to be determined from the following equation:

$$h = \frac{R RO_{tr}}{L_{tr}}$$

where h is maximum height of the wedge to be removed; R is radius of the generator shaft flange; RO_{tr} is turbine shaft flange run-out due to angularity at the flange joint; L_{tr} is distance from the flange joint plane to the point of measurement of run-out at the turbine shaft journal.

The problem can be best understood from the following example. Let us take the following two conditions: (1) two dial gauges are mounted at right angles at every cross-section (at the shaft extension, thrust bearing, generator shaft flange, and the turbine shaft bearing neck, Fig. 182); (2) the pointers of the dial gauges are at zero before the rotor is turned for measuring the run-out.

Let us assume that the diameter of the shaft flanges $D_1 = 1800$ mm and the distance from the dial gauges

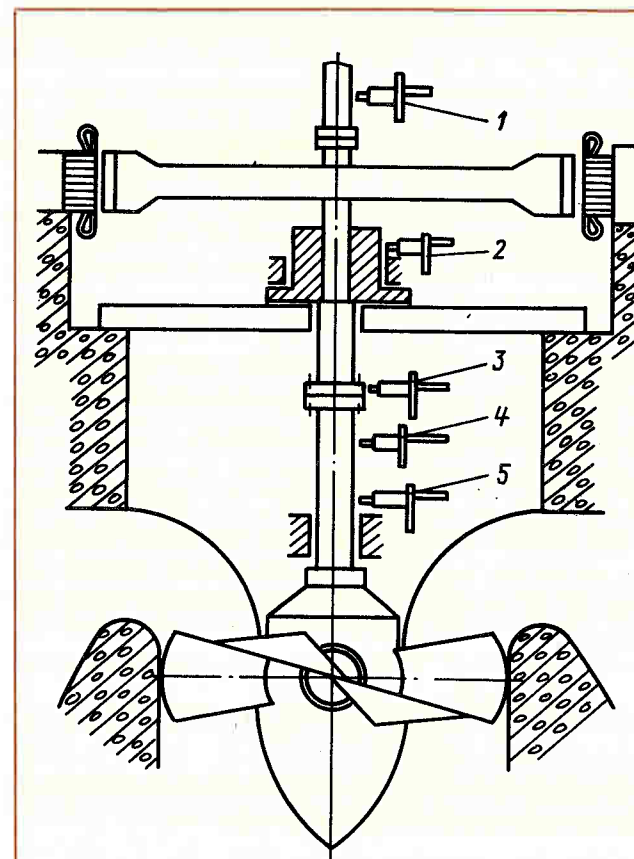


Рис. 182. Схема установки бесконтактных магнитных датчиков

Fig. 182. Installation of contactless magnetic transmitters

ные значения: от индикатора на надставке $L_n = 2000$ мм, от индикатора у подпятника $L_{п.} = 0$, от индикатора у фланца вала гидрогенератора $L_{\phi} = 4000$ мм, от индикатора у шейки подшипника вала гидротурбины $L_t = 6000$ мм.

После поворота ротора на 180° индикаторы показали в плоскости, проходящей через ось X , у надставки вала $-0,08$, у подпятника $+0,04$, у фланца вала $+0,10$, у шейки подшипника $+0,29$; соответственно в плоскости, проходящей через ось Y , эти показания были равны $-0,09$; $+0,03$; $+0,12$; $+0,30$.

Имея показатели индикаторов, определяем результирующее биение в каждом поперечном сечении: результирующее биение надставки вала гидрогенератора

$$B_{р.н} = \sqrt{(-0,08 - 0,04)^2 + (-0,09 - 0,03)^2} \approx 0,17 \text{ мм};$$

результирующее биение фланца вала гидрогенератора

$$B_{ф.г.} = \sqrt{(0,10 - 0,04)^2 + (0,12 - 0,03)^2} \approx 0,11 \text{ мм};$$

результирующее биение шейки подшипника вала турбины

$$B_{р.т} = \sqrt{(0,29 - 0,04)^2 + (0,30 - 0,03)^2} \approx 0,37 \text{ мм}.$$

Величина биения на шейке подшипника вала гидротурбины $0,37$ мм состоит из суммы величин биения из-за неперпендикулярности оси вала гидрогенератора к плоскости трения подпятника и биения вследствие излома линии вала во фланцевом соединении. Первая определяется из соотношения:

$$B_{т.п.} = B_{р.ф} \frac{L_t}{L_{\phi}}$$

причем в данном случае

$$B_{т.п.} = 0,11 \cdot \frac{6000}{4000} = 0,165 \text{ мм},$$

to the thrust bearing friction surface is as follows: from the dial gauge mounted on the shaft extension $L_e = 2000$ mm; from the dial gauge at the thrust bearing $L_{tb} = 0$; from the dial gauge at the generator flange $L_f = 4000$ mm; from the dial gauge at the turbine shaft bearing journal $L_t = 6000$ mm.

After the rotor has been turned through 180° , the dial gauges read the following: in the plane cutting axis X at the shaft extension $-0,08$; at the thrust bearing, $+0,04$; at the shaft flange, $+0,10$; at the bearing journal, $+0,29$; the respective readings in the plane cutting axis Y are as follows: $-0,09$; $+0,03$; $+0,12$; $+0,30$.

From the dial gauge readings we can determine the resultant run-out at every cross-sectional area:

the resultant run-out of the shaft extension

$$RO_{er} = \sqrt{(-0,08 - 0,04)^2 + (-0,09 - 0,03)^2} \approx 0,17 \text{ mm};$$

the resultant run-out of the generator shaft flange

$$RO_{fr} = \sqrt{(0,10 - 0,04)^2 + (0,12 - 0,03)^2} \approx 0,11 \text{ mm};$$

the resultant run-out of the turbine shaft bearing journal

$$RO_{tr} = \sqrt{(0,29 - 0,04)^2 + (0,30 - 0,03)^2} \approx 0,37 \text{ mm};$$

The run-out of the turbine shaft bearing journal of $0,37$ mm is a sum of run-out due to vertical misalignment between the generator shaft axis and the thrust bearing friction surface plus run-out due to angularity of the shaft line at the flange joint. The former is to be found from the equation:

$$RO_{tr} = RO_{fr} \frac{L_t}{L_f}$$

а вторая определится как разность:

$$B_{т.и} = B_{р.т} - B_{т.н} = 0,37 - 0,165 = 0,205 \text{ мм.}$$

Таким образом, биение на шейке подшипника вала гидротурбины за счет излома линии вала во фланцевом соединении составляет 0,205 мм и направлено в ту же сторону, что и биение из-за перпендикулярности оси вала к плоскости трения подпятника.

Для устранения биения вследствие излома линии вала во фланцевом соединении потребуется сошлифовать с поверхности фланца вала гидротурбины клиновидный слой металла. Наибольшая высота клина в данном случае определится из соотношения:

$$h = \frac{RB_{т.и}}{L_t - L_{\phi}} = \frac{900 \cdot 0,205}{6000 - 4000} = 0,09 \text{ мм.}$$

Клин, подкладываемый под фланец надставки вала, подсчитывают аналогично.

После исправления линии вала окончательно проверяют его биение в упомянутых выше сечениях, зазоры по рабочему колесу, лабиринтам и ротору гидрогенератора и биение тормозного диска ротора. Проверка общей линии вала по индикаторам при аккуратном выполнении этих работ вполне удовлетворяет предъявляемым к этой операции требованиям по точности получаемых замеров.

Однако этот способ весьма субъективный, в нем точность результатов измерений зависит от внимательности и квалификации каждого из 8 исполнителей, наблюдающих за показаниями индикаторов, установленных в четырех поперечных сечениях вдоль линии вала. Кроме того, поскольку индикаторы — инерционные датчики, они показывают несколько завышенные величины биения вала в проверяемых сечениях. Существенным недостатком является также и то, что при этом способе проверки мы не получаем документа, объективно фиксирующего величины биения вала без участия исполнителя.

Отмеченные недостатки исключаются при проверке общей линии вала с помощью бесконтактных магнитных датчиков, которая дает весьма точные измерения, а время проверки этим способом сокращается в 3—4 раза по сравнению с временем, затрачиваемым на проверку с помощью индикаторов.

В. ПРОВЕРКА ОБЩЕЙ ЛИНИИ ВАЛА С ПОМОЩЬЮ БЕСКОНТАКТНЫХ МАГНИТНЫХ ДАТЧИКОВ

Способ измерения величин биения вала с помощью бесконтактных магнитных датчиков был применен впервые при монтаже гидроагрегатов Сара-

in which case

$$RO_{tr} = 0,11 \times \frac{6000}{4000} = 0,165 \text{ мм,}$$

and the latter is to be determined as the difference

$$RO_{at} = RO_{tr} - RO_{vmt} = 0,37 - 0,165 = 0,205 \text{ мм}$$

Hence, the turbine shaft bearing journal run-out due to angularity of the shaft line at the flange joints is 0,205 мм and is unidirectional with the run-out due to vertical misalignment between the shaft axis and the thrust bearing friction surface.

To eliminate the run-out caused by angularity of the shaft line at the flange joint, the mating surface of the turbine shaft flange shall be wedge ground. The maximum height of the wedge-like portion of metal to be removed is to be determined from the equation

$$h = \frac{RRO_{at}}{L_t - L_{\phi}} = \frac{900 \times 0,205}{6000 - 4000} = 0,09 \text{ мм}$$

A wedge to be inserted at the shaft extension flange is to be calculated in the same way.

Upon the correction of the shaft line, the run-out at the above-specified cross-section is to be finally checked up along with the clearances at the runner, labyrinth seals and the generator rotor and the run-out of the rotor brake disk. The dial gauge check-up of the shaft line, when carried out properly, provides for the required accuracy of measurements.

This method, however, cannot afford unbiased results. The accuracy of readings depends on the carefulness and skill of each of the eight operators involved in the job. Besides, the dial gauges, being essentially lagging transmitter, indicate somewhat increased values of run-out at sectional areas. A serious disadvantage is also that no document is obtained by this method to give unbiased data on the shaft run-out without involving an executer.

All these disadvantages can be excluded by using contactless magnetic transmitters to check up the shaft line. This check technique provides for rather accurate measurements and takes three or four times shorter time as compared with the time required for checking with dial gauges.

C. CHECKING THE SHAFT LINE BY MEANS OF CONTACTLESS MAGNETIC TRANSMITTERS

This method was originally used during the installation of power units on the Saratov hydroelectric power plant. The procedure was used for checking

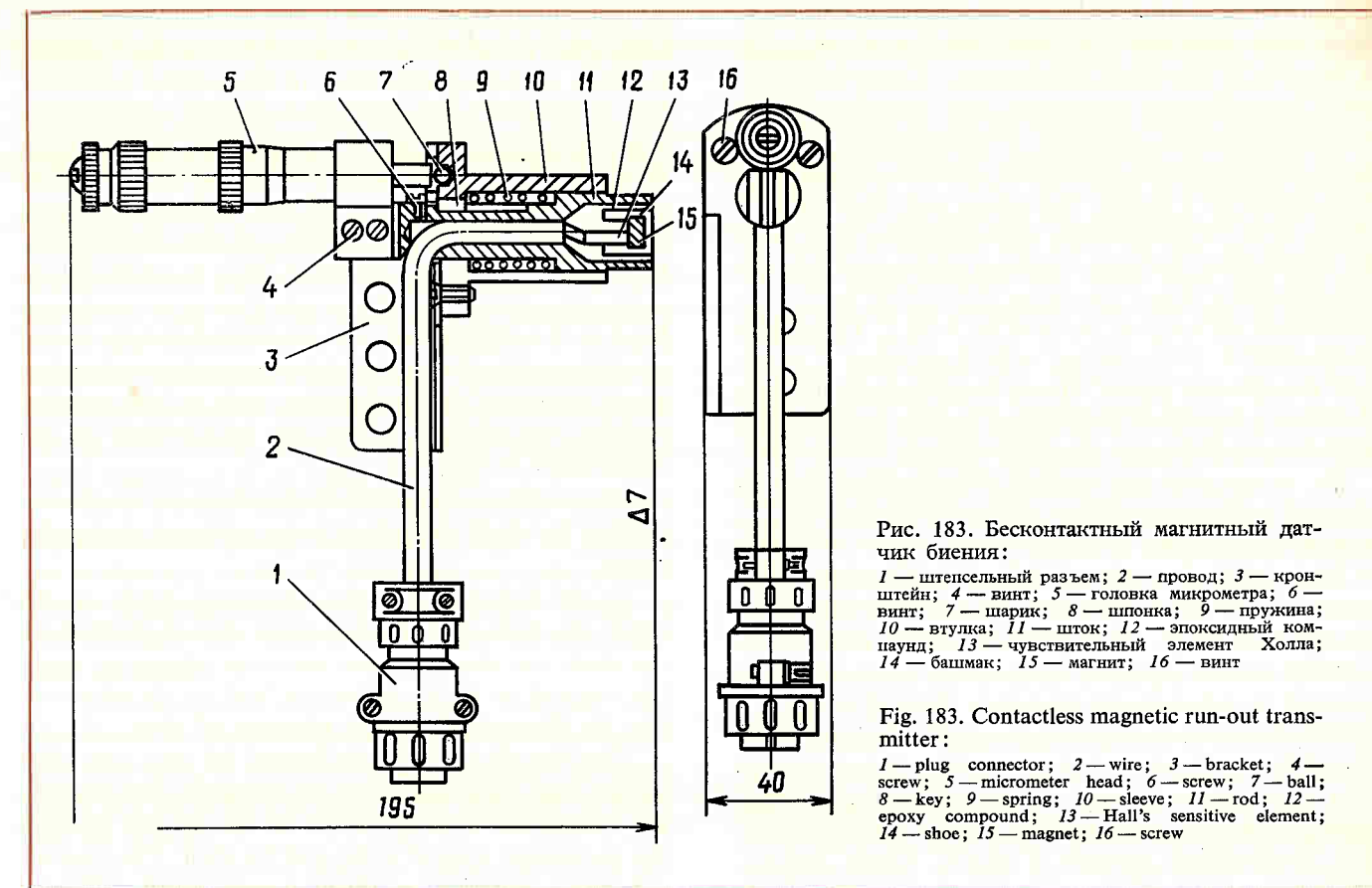


Рис. 183. Бесконтактный магнитный датчик биения:

1 — штепсельный разъем; 2 — провод; 3 — кронштейн; 4 — винт; 5 — головка микрометра; 6 — винт; 7 — шарик; 8 — шпонка; 9 — пружина; 10 — втулка; 11 — шток; 12 — эпоксидный компаунд; 13 — чувствительный элемент Холла; 14 — башмак; 15 — магнит; 16 — винт

Fig. 183. Contactless magnetic run-out transmitter:

1 — plug connector; 2 — wire; 3 — bracket; 4 — screw; 5 — micrometer head; 6 — screw; 7 — ball; 8 — key; 9 — spring; 10 — sleeve; 11 — rod; 12 — epoxy compound; 13 — Hall's sensitive element; 14 — shoe; 15 — magnet; 16 — screw

товской ГЭС. Этим способом были измерены величины биения вала одновременно во всех проверяемых сечениях.

Этим способом можно проверять биение вала как до постановки гидроагрегата на обороты при прокрутках ротора агрегата краном или другим средством, так и на оборотах во всех режимах работы агрегата на холостом ходу и под нагрузкой.

Рассмотрим кратко технику измерений величин биения вала с помощью бесконтактных магнитных датчиков.

Вдоль линии вала в одной плоскости, в четырех поперечных сечениях закрепляются на неподвижных частях четыре датчика биения вала (1, 2, 3 и 5), а в пятом поперечном сечении — датчик оборотов 4 (рис. 182).

Торцы датчиков вначале подводят к валу до плотного касания, а затем с помощью микрометрической головки 5 (рис. 183) штоки всех датчиков отводят так, чтобы зазоры между торцами датчиков и валом были примерно равны 1,5—2 мм (в зависимости от ожидаемой величины биения вала). При установлении зазоров между торцом датчиков и валом необходимо иметь в виду, что чем меньше будет зазор, тем выше будет точность замеров. Однако в случае касания торцом датчика за вал показания будут неправильными.

Все установленные датчики соединяются по схеме с блоком питания и осциллографом. При этом очень важно, чтобы в процессе настройки схемы и при дальнейших измерениях была стабильная величина тока питания и неизменное положение гальванометра.

the shaft run-out at all the sectional areas under control simultaneously.

This check can be made both prior to placing the power unit in operation, in which case the rotor is turned with the aid of a crane or any other facility, and while it is running under any conditions at no load or under load.

The procedure is as follows.

Four run-out transmitters (Nos 1, 2, 3, and 5) are to be fixed on stationary parts along the shaft line in one plane and at four cross-sections and speed transmitter 4 is to be fixed at the fifth cross-section (Fig. 182).

The butt ends of the transmitters are to be first approached to the shaft till they come in contact with the latter and then micrometer head 5 (Fig. 183) is to be used to pull the rods of all the transmitters away from the shaft so as to leave a gap of about 1.5—2 mm (depending on the expected run-out). When setting a gap between the butt ends of the transmitters and the shaft, it shall be borne in mind that more accurate readings will be obtained at smaller gaps, but if the transmitter end comes in contact with the shaft, readings will be incorrect.

All the transmitters engaged in the procedure are to be connected into a circuit incorporating a power pack and an oscilloscope. It is essential to maintain constant the supply current and the galvanometer position throughout the entire period of the circuit adjustment and in the course of further measurements.

Настройка схемы сводится к поочередной тарировке всех датчиков с последующим возвращением их штоков в исходное положение. Тарировка датчиков производится визуально, при этом с помощью микрометрической головки устанавливают поочередно определенные величины зазоров между торцами датчиков и валом, фиксируя при этом перемещение луча гальванометра осциллографа при каждом положении датчика. Ступени изменения зазоров рекомендуется брать не более 0,05—0,08 мм, останавливаясь на каждой ступени по 5—8 с. Тарировка производится несколькими исполнителями с помощью телефонной связи. После возвращения штоков датчиков в исходное положение можно производить осциллографирование процесса биения.

На осциллограмме должны появиться четыре кривые, характеризующие величины биения вала в каждом измеряемом сечении.

В это же время датчик оборотов отмечает на осциллограмме прохождение определенной намеченной точки на валу, что дает возможность определить в любой момент времени положение плоскости наибольших и наименьших величин биения.

Работа датчиков биения основана на использовании эффекта Холла, при котором получаемая величина магнитного потока, пронизывающая датчик, пропорциональна воздушному зазору между полюсами постоянного магнита и валом. Схема измерений работает на постоянном токе, который преобразуется из переменного тока 220 В с частотой 50 Гц в блоке питания.

Блок питания подает постоянный ток к токовым электродам датчика Холла, а холловское напряжение от другой пары электродов передает на шлейф (гальванометр) осциллографа.

Г. ПРОВЕРКА ПОЛОЖЕНИЯ РОТОРА ГИДРОАГРЕГАТА ОТНОСИТЕЛЬНО НЕПОДВИЖНЫХ ЧАСТЕЙ

После выверки общей линии вала гидроагрегата и подбивки сегментов подшипника, при которой ось вала ротора гидроагрегата совмещается с осью расточки в корпусе турбинного подшипника, окончательно проверяют зазоры и высотное положение по рабочему колесу, лабиринтным уплотнениям и ротору гидрогенератора. Эту проверку выполняют при зажатом верхнем подшипнике гидрогенератора и неустановленном подшипнике гидротурбины. Если конструкцией предусмотрено два подшипника вала гидрогенератора, то один из них, наиболее удаленный от подшипника, при этом также не устанавливают.

Так как проверка зазоров по ротору гидротурбины подробно описана в § 4-10, рассмотрим только проверку зазоров и высотного положения по ротору гидрогенератора.

The circuit adjustment consists in an alternate calibration of the transmitters followed by resetting the rods of these transmitters in the original positions. The transmitters are calibrated visually, appropriate gaps being set by means of a micrometer head between the butt ends of the transmitters and the shaft, the motion of the galvanometer beam on the oscilloscope screen being noted for every position of the transmitters. It is good practice to vary the gaps in steps of not more than 0.05 to 0.08 mm hesitating at each step for 5 to 8 s. Calibration is to be carried out by several operators with the aid of telephone communication. Upon resetting the transmitter rods in the original position, the run-out process can be displayed on the oscilloscope screen.

The oscilloscope should display four curves characterizing the shaft run-out at every sectional area under check.

In the action, the speed transmitter labels on the curve the path of a definite point that is marked on the shaft. In this way, the sectional planes at which the run-out is at its maximum and at its minimum can be determined at any moment of time.

The run-out transmitters depend for their operation on the Hall effect at which the magnetic flux through the transmitter is proportional to the air gap between the permanent magnet poles and the shaft. The measuring circuit operates on direct-current supply afforded by the power pack that is powered from 220-V 50-Hz mains.

The power pack supplies direct current to the current electrodes of the Hall transmitter and transmits the Hall potential from the other pair of electrodes to the oscilloscope loop (galvanometer).

D. CHECKING THE POWER UNIT ROTOR POSITION IN RESPECT TO STATIONARY PARTS

Upon having checked up the shaft line and fitted the thrust bearing segments in accurate position, during which the rotor shaft is aligned with the centre line of the turbine bearing housing bore, a final check is to be made of the gaps and vertical position against the turbine runner, labyrinth seals, and the generator rotor. This check is to be made with the generator upper bearing fixed and the turbine bearing not yet mounted. If the generator shaft is provided with two bearings, one of them, most distant from the thrust bearing, is not to be mounted either.

Since the check-up of gaps against the turbine rotor has been described in detail under Section 4-10, the below description concerns only the check-up of gaps and the vertical position against the generator rotor.

Учитывая, что ротор гидрогенератора после навески полюсов и расклиновки обода на сборочной площадке проверялся на concentricity внешней окружности полюсов по отношению к валу или посадочным расточкам, а расточка статора до опускания в нее ротора — относительно оси гидроагрегата, воздушные зазоры в гидрогенераторе можно измерять, не поворачивая ротора на подшипнике. Зазоры между расточкой статора и полюсами ротора замеряют при помощи специального раздвижного щупа или мерных дисков, приваренных к пруткам стальной проволоки. Измерение производится по каждому полюсу в его верхней, средней и нижней частях так, чтобы щуп ложился на зуб активной стали статора, а не на клин его паза.

После составления формуляра зазоров статор и соответственно ротор делят на 8 или 12 равных (по количеству полюсов) частей, по которым вычисляют среднеарифметическую величину зазора и сопоставляют эти величины по всем противолежащим секторам.

Среднеарифметические значения зазоров, подсчитанные по двум измерениям двух противоположных секторов, не должны отличаться друг от друга более чем на 20%, а по отдельным полюсам — более чем на $\pm 10\%$.

Если правильность замеров concentricity ротора и статора вызывают сомнения, рекомендуется зазоры между ними замерять при повороте ротора на 360° , делая при этом 8—12 остановок. После каждой остановки следует замерить зазор между одним и тем же полюсом и статором в местах остановки этого полюса, проверяя форму статора.

Кроме того, после каждой остановки замеряют зазор в одном и том же месте расточки статора, определяя этим форму ротора.

Положение средней линии высоты полюсов по отношению к средней линии высоты активной стали ротора определяют замерами расстояний от головок обмотки полюсов до верхней и нижней поверхностей кольца активной стали статора. При этом отклонение средней линии полюсов от средней линии активной стали статора не должно быть более 0,5% высоты активной стали статора.

5-12. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ПОДШИПНИКИ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

А. НАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКЦИИ

Направляющие подшипники гидрогенераторов воспринимают на себя действие инерционных сил, которые возникают вследствие механического небаланса ротора, а также магнитного небаланса из-за неравномерности зазоров в межжелезном простран-

Since the generator rotor is checked up on the assembly floor, after mounting the poles, for concentricity of the outer circumference of the poles in respect to the shaft or to the locating bores and the stator bore is checked for concentricity in respect to the centre line of the power unit prior to lowering the rotor therein, the air gaps in the generator may be measured without turning the rotor on the thrust bearing. The air gaps between the stator bore and the rotor poles are to be measured with the aid of a special telescopic feeler gauge or disk flats welded to the strands of a steel wire. Measurements are made on each pole at the top, centre and bottom so that the feeler gauge is positioned on the tooth of the stator core and not on the wedge of its slot.

After a record sheet is drawn up, the stator and the rotor are to be divided into eight or twelve equal parts (according to the number of poles) and the arithmetic mean is to be found from these measurements and compared with those of all the opposing sectors.

The arithmetic means of the gaps found from two measurements of two opposing sectors must not differ by more than 20% and those of separate poles, by more than $\pm 10\%$.

If there is any doubt about the results of these measurements, it may be recommended to measure the air gaps between the stator and the rotor while turning the rotor through 360° and stopping it for taking measurements eight or twelve times. Each time after stopping the rotor the air gap must be measured at the same pole, at the same time checking the stator shape at this point.

Besides, each time after stopping the rotor it is necessary to measure the air gap at the same point on the stator bore thereby determining the rotor shape.

The elevation of the centre line of the poles in respect to that of the centre line of the rotor core is to be determined by measuring the distances from the end portions of the field coils to the top and bottom surfaces of the stator core circumference. In this case, the deviation of the centre line of the poles from the centre line of the stator core shall not exceed 0.5% of the stator core height.

5-12. HYDROGENERATOR GUIDE BEARINGS

A. PURPOSE AND CONSTRUCTION

The guide bearings of hydrogenerators take inertia forces resulting from mechanical unbalance of the rotor and magnetic unbalance due to unequal air gaps between the stator and rotor of the hydrogenerator, exciter and pilot exciter.

стве как у самого гидрогенератора, так и у его возбuditеля и подвозбудителя.

В гидрогенераторах применяют подшипники скольжения с залитой баббитом поверхностью трения на вкладыше.

В подшипниках, установленных по два или по одному на каждом гидрогенераторе, вкладыши содержат два сегмента или больше. Смазка трущихся поверхностей осуществляется или принудительно от насосов, или самосмазыванием, когда сегменты купаются в ванне, наполненной маслом. Масло охлаждается чаще всего водяным охладителем, который при принудительной смазке находится вне ванны подпятника, а при самосмазывании — непосредственно внутри масляной ванны. Вкладыши (сегменты) подшипников располагаются обычно в верхней и нижней крестовинах, имея опору в виде разъемных клиновых плит, плит с регулирующими прокладками, опорных болтов и других упорных устройств.

В гидрогенераторах зонтичного исполнения один из подшипников гидрогенератора обычно совмещен с узлом подпятника. Некоторые конструкции такого типа гидрогенераторов вообще имеют только один такой подшипник.

В отечественном гидрогенераторостроении применяются подшипники с купающимися в масле самоустанавливающимися сегментами с винтовыми опорами и охладителями масла, расположенными непосредственно в масляной ванне (рис. 184).

Б. МОНТАЖ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Подшипниковые узлы гидрогенераторов монтируют после окончательной выверки линии вала и центрирования ротора гидроагрегата. При этом рекомендуется выполнять работы в следующем порядке.

Не устанавливая подшипника гидротурбины и нижнего генераторного подшипника, вкладыши верхнего генераторного подшипника упорами плотно прижимают к валу; при этом по индикаторам, установленным к валу, следят за тем, чтобы вал не сбилс из своего центрального положения. У гидрогенераторов с большим числом сегментов достаточно прижать только три-четыре сегмента.

После зажатия вала сегментами заводят подшипник гидротурбины способом, рассмотренным в § 4-13, и на зазоры между его трущимися частями составляют формуляр.

Затем монтируют нижний подшипник гидрогенератора. При этом зазоры выставляются с учетом всегда имеющейся некоторой неравномерности зазоров по турбинному подшипнику, т.е. так, чтобы оси расточек вкладышей турбинного и генераторного подшипников совпадали между собой.

Установив и отрегулировав по зазорам подшипник гидротурбины и нижний генераторный подшипник, приступают к регулировке зазоров по верхнему генераторному подшипнику.

Если верхний генераторный подшипник имеет сегменты, кроме уже установленных и прижатых

The hydrogenerators are fitted with sleeve bearings where the friction surface of the bearing shell is lined with babbit.

Where one or two bearings are used on a generator, the bearing shells are composed of two or more segments. The rubbing surfaces are either force lubricated by means of pumps or self-lubricated, in which case segments are immersed in an oil bath. Oil is cooled in most cases by a water cooler mounted outside the bath in the case of force lubrication or within the bath when self-lubricated. The bearing segments (shells) are usually arranged in the top and bottom brackets of the spider and are supported by split wedge-like plates, flats with adjusting shims, thrust bolts, and other supporting devices.

In umbrella-type generators one of the generator bearings is usually coupled with the thrust bearing unit. In some generators of this type there is only one such bearing.

Soviet-made hydrogenerators are manufactured with self-aligning and self-lubricating segments, screw supports, and oil coolers mounted within the oil bath (Fig. 184).

B. INSTALLATION OF BEARING ASSEMBLIES

Bearing assemblies of hydrogenerators are to be installed after the shaft line is finally checked up and the power unit rotor is centered off. The installation procedure is as follows.

While the turbine bearing and the lower bearing of the generator are not yet mounted, the shells of the generator upper bearing shall be tightly fitted to the shaft with the aid of hold-down clips; in the action, the dial gauges mounted on the shaft shall be observed to make sure that the shaft centering is not disturbed. Where the bearing incorporates a great number of segments, it will be sufficient to clip the shaft with only three or four segments.

After the shaft is clipped with segments, the turbine bearings is to be mounted following the procedure described under Section 4-13, and a record sheet of clearances between its rubbing surfaces is to be drawn up.

Thereupon, the generator lower bearing is to be mounted. In the action, the clearances are to be adjusted with allowance for some degree of non-uniformity of clearances on the turbine bearing, that is, so that the centre lines of the bores of shells in the turbine and generator bearings were aligned.

After the turbine bearing and the generator lower bearing are mounted and their clearances are adjusted

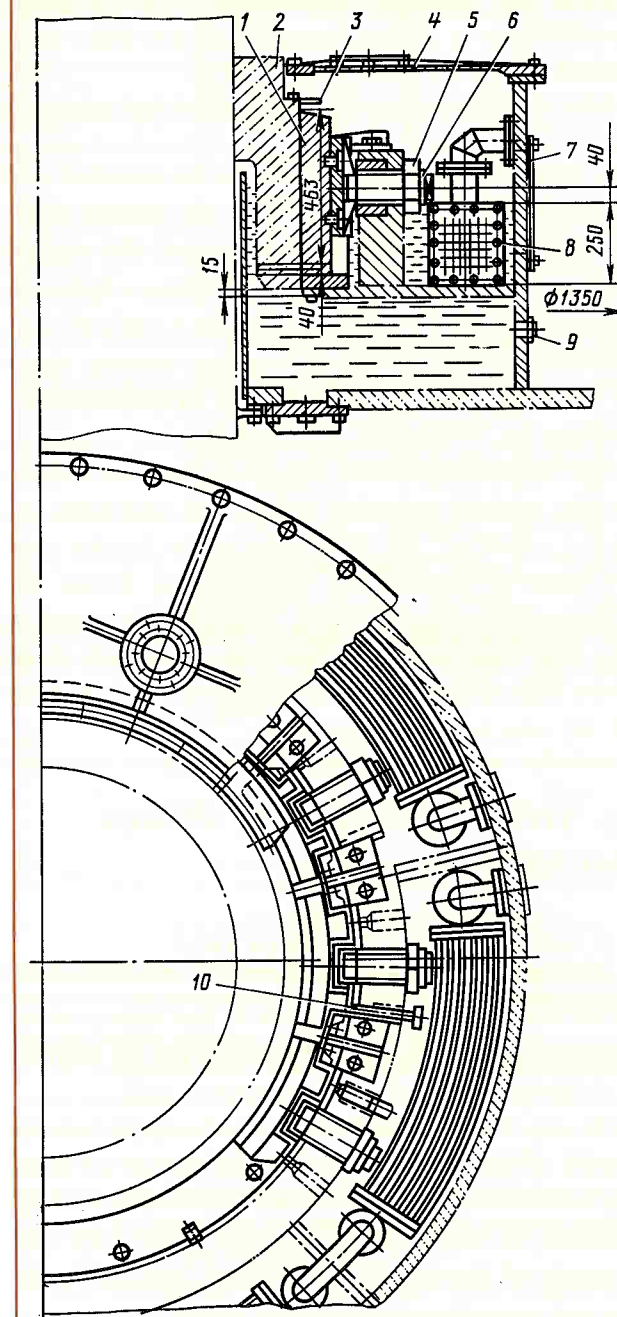


Рис. 184. Разрез по узлу подшипника с самоустанавливающимися сегментами с винтовой опорой:

1 — сегмент подшипника; 2 — шейка подшипника; 3 — маслоотражательный щиток; 4 — крышка ванны; 5 — контргайка упорного винта; 6 — упорный винт; 7 — крышка люка; 8 — маслоохладитель; 9 — пробка; 10 — вспомогательный отжимной болт

Fig. 184. Section through thrust bearing with self-aligning segments and screw support:

1 — thrust bearing segment; 2 — bearing journal; 3 — oil deflector; 4 — bath cover; 5 — lock nut of thrust screw; 6 — thrust screw; 7 — hatch cover; 8 — oil cooler; 9 — plug; 10 — auxiliary puller bolt

к валу, то сначала регулируют зазоры вновь установленных сегментов, а ранее установленные регулируются в последнюю очередь.

Приемы регулировки зазоров между вкладышами (сегментами) и валом по верхнему и нижнему генераторному подшипникам для различных конструкций узлов подшипников в основном сводятся к следующему.

В конструкциях подшипников с опорой вкладышей на парные плиты, имеющих сопрягаемые поверхности в виде встречных клиньев, зазоры регулируют с помощью этих клиновых плит. При неравномерных зазорах в сопряжениях с валом тыльную сторону опорного клина шлифуют или припиливают напильником. Зазоры вкладышей подшипников, имеющих опору в виде опорной плиты и регулировочных прокладок, регулируют за счет этих прокладок и соответствующей обработки поверхности опорных плит.

В подшипниках с винтовыми опорами зазоры между сегментами и валом регулируют поджатием или освобождением опорных винтов. При этом вначале все сегменты при помощи вспомогательных отжимных болтов прижимают плотно к валу, проверяя по установленным к валу индикаторам, чтобы вал при прижатии не сместился из своего центрального положения. Затем, ввертывая или выверты-

it is required to set appropriate clearances in the generator upper bearing.

If the generator upper bearing has more segments than those already mounted and clipped to the shaft, the newly installed segments are to be the first ones where clearances shall be adjusted.

The procedure of adjustment of clearances between the shells of the upper and lower bearings of generators for different types of bearing assemblies is as follows.

Where the bearing shells are supported by paired opposing wedges, clearances are to be adjusted by means of these wedges. In the event of non-uniform clearances at the mating surfaces, the rear side of the supporting wedge is to be filed off or ground. Where the bearing shells are supported by a plate with adjusting shims, clearances are to be adjusted by varying the number of shims and by appropriate finishing of the plate surface.

In bearings with screw supports, clearances between the shaft and the segments are to be adjusted by tightening or releasing the supporting screws. In the process, first all the segments are tightly fitted to the shaft by means of auxiliary puller bolts. In the process, the dial gauges mounted on the shaft shall be observed to make sure that the shaft has not displaced off its centre position. The desired clearance is then to be

вания опорные винты, устанавливают требуемый зазор между сферической поверхностью болта и опорной плитой. После этого вспомогательные болты вывертывают на 5—10 мм, расконтривают вспомогательные и опорные болты и окончательно проверяют зазоры. Зазоры в направляющих подшипниках не должны отличаться от проектных более, чем на $\pm 10\%$.

После того как сегменты будут окончательно отрегулированы и расконтрены, устанавливают и испытывают на протечку маслоохладители, монтируют термоконтроль и проверяют сопротивление изоляции от подшипниковых токов. Гидравлическое испытание установленных в ванне маслоохладителей производится в течение 60 мин давлением 3,5—4 кгс/см². Сопротивление изоляции от подшипниковых токов по ТУ на монтаж гидроагрегатов должно быть не менее 0,3 МОм.

Убедившись в надежности маслоохладителей, изоляции от подшипниковых токов и всех креплений, а также в отсутствии посторонних предметов и пыли, масляную ванну сдают по акту под закрытие.

При закрытии ванны необходимо следить за плотностью сопрягаемых поверхностей и уплотняющих устройств с тем, чтобы после заполнения ванны маслом не было протечек.

5-13. КРЕСТОВИНЫ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

А. НАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ

Верхние и нижние крестовины гидрогенераторов представляют собой опорные конструкции, которые поддерживают вращающиеся и неподвижные части гидроагрегата.

На верхней крестовине, как правило, расположен узел верхнего подшипника гидрогенератора, а в подвесном типе гидрогенераторов — и подпятник гидроагрегата. Кроме того, на ней находятся траверса контактных колец ротора, статоры возбуждителя и подвозбудителя, статоры вспомогательного и регуляторного генераторов. У гидроагрегатов с поворотно-лопастной гидротурбиной на ней расположен еще и узел маслоприемника. Верхняя крестовина, скрепленная с верхним фланцем корпуса статора, придает ему дополнительную жесткость и служит каркасом для установки верхних перекрытий и воздухоразделяющих щитов.

На концах лап нижней крестовины гидрогенератора обычно размещаются тормоза гидроагрегата, которые одновременно служат и домкратами для подъема ротора при ревизиях подпятника и в других случаях. В центральной части крестовины находится узел подшипника, а в зонтичном типе гидрогенераторов этот узел, как правило, совмещается с

set between the spherical face of the bolt and the supporting plate by turning in or out the supporting screws. This done, the puller bolts shall be turned out by 5 to 10 mm, the puller and supporting bolts unlocked and the clearances are checked up again. The clearances in guide bearings shall not differ from specified values by more than $\pm 10\%$.

After the segments are finally adjusted and unlocked, oil coolers are to be mounted and tested for leakage. Then temperature controllers are to be installed and the resistance of insulation between the bearing shells and the shaft neck is to be measured. Oil coolers installed within the oil bath are to be given a hydraulic test for 60 min at a pressure of 3.5 to 4 kgf/cm². The resistance of insulation between the bearing shells and the shaft neck, as specified for hydrogenerators, is not to be lower than 0.3 MOhms.

Having made sure that the oil coolers are serviceable, the bearing insulation and all the fastenings are in good condition, the oil bath is to be handed over for closing with a special report being drawn up.

While closing the oil bath, care shall be taken to make sure that the mating surfaces are tightly fitted and the seals are reliable so that after the bath is filled with oil, any leakage is excluded.

5-13. HYDROGENERATOR SPIDER BRACKETS

A. PURPOSE AND CONSTRUCTION

The top and bottom brackets of the hydrogenerators are essentially supporting structures for the rotating and stationary parts of the hydropower unit.

The top bracket usually mounts the upper bearing assembly of the generator and in the case of an overhung construction it also carries the thrust bearing. It mounts, in addition, the slip-ring brush yoke and the stators of the exciter, pilot exciter, auxiliary generator and generator regulator. In power units with a Kaplan turbine the top bracket also mounts the oil header. The top bracket fastened to the upper flange of the stator frame affords additional rigidity and functions as a frame for accommodating the top ceilings and the air bafflers.

Arrange at the ends of the bottom bracket legs are usually the hydropower unit brakes that function at the same time as jacks for lifting the rotor to provide access to the thrust bearing for inspection and other purposes. The central part of the bracket mounts the bearing assembly. In umbrella-type generators the

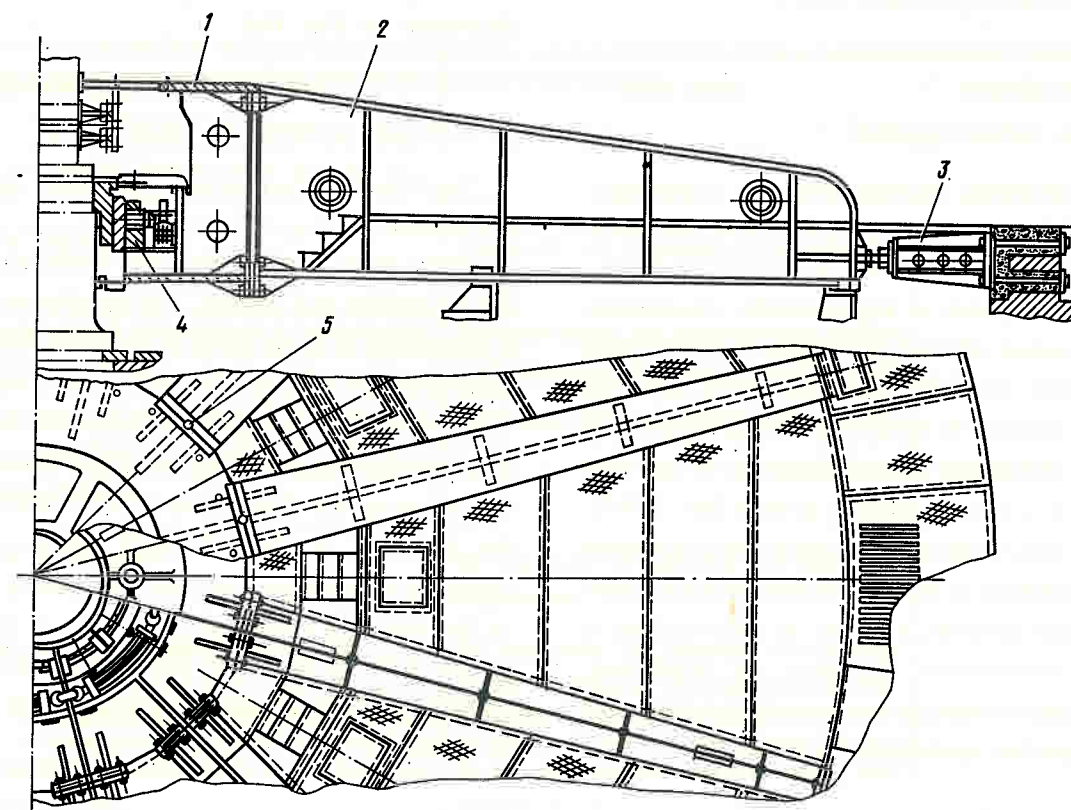


Рис. 185. Верхняя крестовина лучевого типа: 1 — центральная часть; 2 — лапы; 3 — распорный домкрат; 4 — узел подшипника; 5 — штифт лапы

Fig. 185. Upper bracket of spider type: 1 — central part; 2 — feet; 3 — thrust jack; 4 — bearing element; 5 — foot pin

подпятником. Кроме того, нижняя крестовина выполняет роль каркаса, на который устанавливают перекрытия шахты гидротурбины.

В современных конструкциях гидрогенераторов узел нижней крестовины заменен легкой конструкцией, на которой размещены только перекрытия шахты гидротурбины, так как тормоза большей частью находятся непосредственно на бетонном массиве, а подпятники — или на крыше гидротурбины, или на верхней крестовине.

Как верхнюю, так и нижнюю крестовины изготовляют лучевого или мостового типа. Крестовина лучевого типа состоит из центральной части и равномерно распределенных по окружности радиальных лап, которые прикреплены к центральной части болтами и штифтами (рис. 185). У крестовин мостового типа основной несущей конструкцией служит сваренный вместе с центральной частью мост.

Лапы крестовин делают обычно из балок двутаврового сечения с размерами, соответствующими нагрузкам.

Более тяжелыми крестовинами являются грузонесущие, так как на них расположен подпятник, который воспринимает на себя все осевые нагрузки, от веса вращающихся частей гидроагрегата и от реакции воды.

bearing assembly is usually built integral with the thrust bearing. The bottom bracket also functions as a frame for accommodating the turbine well ceilings.

In modern constructions of hydrogenerators the bottom bracket assembly is replaced by a light structure accommodating only the turbine well ceilings as the brakes are in most cases arranged on the concrete foundation and the thrust bearings, on the headcover or on the top bracket.

The top and bottom brackets are available of a spider or a bridge type. The spider-type bracket consists of a central part and uniformly spaced radial arms bolted or pinned to the central part (Fig. 185). The main bearing structure of a bridge-type bracket is a bridge welded integral with the central part.

The arms of the brackets are usually made of I-section beams of sizes corresponding to the expected loads.

Load-carrying brackets are made heavier as they mount the thrust bearing which takes all axial thrusts due to the mass of rotating parts of the power unit and due to water reaction.

Грузонесущие верхние крестовины лучевого типа с узлом подпятника и статора возбuditеля показаны на рис. 186.

Б. МОНТАЖ КРЕСТОВИН

Монтаж крестовин обычно начинают с укрупнительной сборки их элементов на сборочной площадке и заканчивают после установки и крепления воздухоотделителей щитов и перекрытий. Окончание монтажа крестовин обычно совпадает с окончанием остальных работ по гидроагрегату, после которых гидроагрегат готовят к пуску. К сборке крестовин на сборочной площадке предъявляются те же требования, что и к сборке звезды ротора (см. § 5-7). При монтаже крестовин на своем месте надо особенно внимательно следить за их положением относительно оси и высотных отметок, а также за креплениями к основаниям, обязательно фиксируя их штифтами. Допустимые отклонения от проектных размеров и от проектных отметок приведены в табл. 16.

The load-carrying top brackets of the spider-type mounting the thrust bearing and the exciter stator are illustrated by Fig. 186.

В. INSTALLATION OF BRACKETS

The brackets are usually installed starting from the assembly of their elements into larger units on the assembly floor and finished by mounting and fixing the air bafflers and ceilings. The installation of brackets is completed in most cases at the same time as all the other pre-start jobs on the hydropower unit. Requirements to the assembly of brackets of an assembly floor are the same as those to be met when assembling the rotor spider (see Section 5-7). When mounting the brackets in their working position, particular attention shall be given to their positioning with respect to the axis and elevations as well as to their fixation on the base by means of pins. Permissible deviations from design dimensions and elevations are to be found in Table 16.

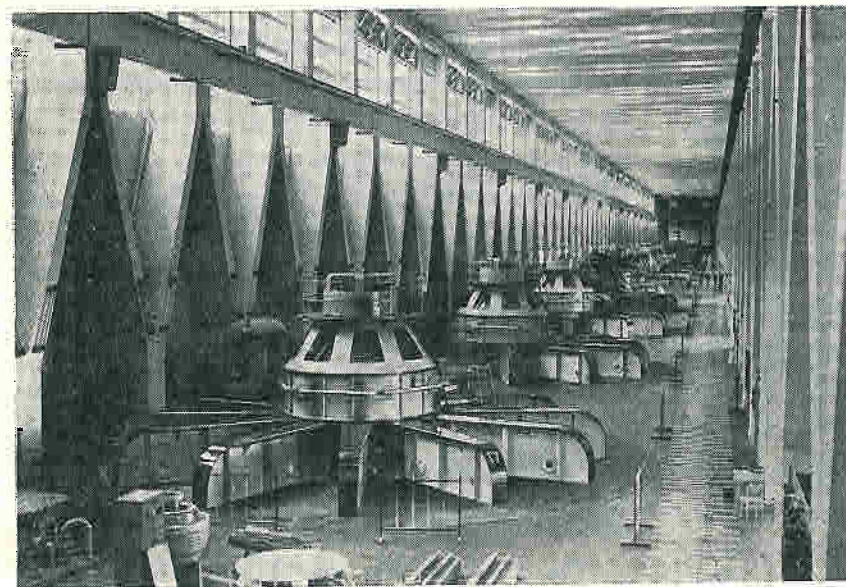


Рис. 186. Гидрогенераторы подвешенного типа с лучевыми грузонесущими верхними крестовинами (Братская ГЭС)

Fig. 186. Overhung hydrogenerators with upper brackets of spider type (Bratskaya hydroelectric power plant)

ДОПУСКИ НА МОНТАЖ НИЖНЕЙ И ВЕРХНЕЙ КРЕСТОВИН ГИДРОГЕНЕРАТОРА

Проверяемые положения и размеры	Место замера	Величина отклонения, мм
Положение по высоте относительно фланца вала турбины:		
опорной крестовины	Плоскость для установки основания подпятника	2
поддерживающей крестовины с направляющим подшипником	Горизонтальная ось установочных болтов вкладыша направляющих подшипников	3
поддерживающей крестовины без направляющего подшипника	Плоскость для установки возбуждения	3
Соосность вала агрегата:		
опорной крестовины	От оси вала до расточки под основание подпятника	1,5
нижней поддерживающей крестовины	От оси вала до боковой поверхности гнезда вкладыша направляющего подшипника	1,5
поддерживающей крестовины без направляющего подшипника	От оси вала до расточки под корпус магнитной системы	1,5
Горизонтальность	Верхняя обработанная плоскость центральной части крестовины. У опорной крестовины — плоскость для установки регулируемого подшипника	0,2 на 1 м диаметра проточки

Table 16

TOLERANCES FOR THE INSTALLATION OF GENERATOR TOP AND BOTTOM BRACKETS

Positions and dimensions under check	Place of measurement	Tolerance, mm
Vertical position in respect to turbine shaft flange:		
thrust bracket	Surface to receive thrust bearing base	2
supporting bracket with guide bearing	Horizontal axis of locating bolts of guide bearing shell	3
supporting bracket without guide bearing	Surface to receive exciter	3

Positions and dimensions under check	Place of measurement	Tolerance, mm
Alignment of power unit shaft:		
thrust bracket	From shaft axis to thrust bearing base bore	1.5
bottom supporting bracket	From shaft axis to side surface of guide bearing shell seat	1.5
supporting bracket without guide bearing	From shaft axis to field frame bore	1.5
Levelling-off	Upper finished surface of bracket central part. For thrust bracket, surface to receive self-aligning bearing	0.2 per 1 m of groove diameter

Кроме соблюдения в пределах допустимых значений проектных отметок и других данных, при монтаже верхних крестовин с распираемыми в бетон домкратами (рис. 185) следует особенно внимательно отнестись к натягу этих домкратов. Объясняется это тем, что после пуска гидроагрегата все его узлы, в том числе и лапы крестовины, нагреваясь, расширяются больше, чем бетон. Поэтому распорные домкраты вминаются в бетон, и статор уменьшает жесткость, что резко увеличивает горизонтальные вибрации установленной на статоре крестовины.

Окончательный натяг домкратов рекомендуется производить после некоторого времени работы гидроагрегата, при температуре статора и крестовины, близкой к рабочей.

При подтяжке домкратов надо ко всем лапам крестовины установить индикаторы, а подтягивать необходимо так, чтобы не было никаких перемещений верхней крестовины и вместе с нею ротора гидроагрегата.

МОНТАЖ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

6 INSTALLATION OF HORIZONTAL HYDROPOWER UNITS

6-1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ О МОНТАЖЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

При монтаже горизонтальных гидроагрегатов подготовительные работы, а также требования к монтажу закладных частей и к бетону, сопрягаемому с ними, аналогичны работам и требованиям при монтаже вертикальных гидротурбин и гидрогенераторов (см. § 4-1 — 4-3, 5-1 и 5-2).

Ниже рассмотрим отдельные вопросы монтажных работ по некоторым узлам горизонтальных

In addition to the observance of design elevations and other limiting tolerances, the installation of top brackets with jacks taut strut in concrete (Fig. 185) shall be carried out with particular attention being given to the tightening of these jacks. This is essential because after the power unit is started all its parts, including the arms of the brackets, heat up and expand to a greater extent than concrete. As a result, the taut strut jacks are pushed into the concrete and the stay ring rigidity is reduced thereby causing an abrupt increase in the horizontal vibrations of the bracket mounted on the stay ring.

Prior to fully tightening up the jacks, it will be good practice to allow the power unit to run for a certain period of time at a temperature on the stay ring and bracket approaching the working temperature.

Prior to tightening up the jacks, dial gauges shall be mounted on all the arms of the bracket. In the process, measures shall be taken to exclude any motion of the top bracket assembled with the power unit rotor.

6-1. GENERAL INFORMATION ON THE INSTALLATION OF HORIZONTAL HYDROPOWER UNITS

The procedure of installation of horizontal hydropower units, as far as preparatory work, requirements to the installation of embedded parts and to the concrete adjacent to them are concerned, is similar to that used in the installation of vertical turbines and generators (see Sections 4-1—4-3, 5-1 and 5-2).

гидроагрегатов, технология выполнения которых существенно отличается от технологии работ, применяемой при монтаже этих же узлов вертикальных гидроагрегатов.

Монтаж опорных частей роторов горизонтальных гидроагрегатов производится с более высокими требованиями как по соблюдению требуемой соосности, так и по соблюдению линейных размеров между их поперечными осями.

Шабрение вкладышей подшипников и центрирование линии вала у горизонтальных агрегатов производится с большей точностью, чем у вертикальных, а работы по установке ротора агрегата выполняются совершенно по-иному. Необходимость строгого соблюдения линейных размеров между опорными частями ротора диктуется тем, что ротор при нагреве гидроагрегата, удлиняясь, может перемещаться при наличии упорного подшипника (подпятника) только в одну сторону, а без него — в оба направления по линии вала до соответствующих фиксирующих буртиков на вкладышах подшипников, остающихся практически неподвижными.

Предъявляемые повышенные требования к шабрению и регулировке вкладышей подшипников обуславливаются тем, что у горизонтальных гидроагрегатов подшипники, будучи опорными, испытывают большую нагрузку, нежели у вертикальных, где подшипники являются только направляющими.

В свою очередь повышенные нагрузки на подшипники обуславливают более жесткие требования к центрированию валов, а наличие у вала с насаженным на нем ротором естественного прогиба требует особого подхода к этим работам.

Здесь также значительно сложнее выполняется работа по установке ротора и при этом требуются дополнительные устройства, например в виде тележек, противовесов и других монтажных приспособлений.

6-2. МОНТАЖ ОПОРНЫХ ЧАСТЕЙ

Перед началом монтажа опорных частей на месте установки гидроагрегата необходимо наметить и зафиксировать его главную и поперечные оси. Главной осью горизонтального гидроагрегата является продольная ось X , проходящая через ось вала. Поперечные оси Y_1, Y_2 и т.д. расположены перпендикулярно к продольной оси и проходят они через поперечную ось какого-либо узла гидроагрегата (ось спиральной камеры, ось ротора генератора). Положение продольной и поперечных осей фиксируется рисками, наносимыми на противоположных скобах, заделываемых в бетонном основании.

Правильность нанесения рисок проверяют по струнам, которые натягивают с помощью груза через блок между этими скобами, совмещая струну с рисками на скобах.

Продольная и поперечная оси агрегата после проверки являются исходной базой при монтаже всех опорных частей горизонтального агрегата.

There are, however, some essential differences in the techniques used for some parts of horizontal units.

In the installation of supporting parts of the horizontal unit rotor a greater emphasis shall be placed on the accurate alignment of the shaft and on the linear dimensions between their cross-axes which shall be closely kept within specified limits.

A greater accuracy is also required in scraping the bearing shells and centering the shaft line. A quite different technique is used for mounting the unit rotor. Linear dimensions between the rotor supporting parts must be strictly kept within specified limits because the rotor of a running unit heats up and elongates; in the process, it can move only in one direction when there is a thrust bearing or in both directions, when a thrust bearing is not provided, over the shaft line till it is stopped by respective retaining bosses on the bearing shells which are practically motionless.

More accurate scraping and adjustment of bearing shells is required because the bearings of horizontal units take heavier thrusts than those of vertical units where they function as guide bearings only.

Heavier thrusts on the bearings, in their turn, require more accurate centering of the shaft line and a special approach to the procedure is caused by a natural sag of the shaft mounting the rotor.

The procedure of the rotor installation is also more complicated and involves additional facilities, such as, trucks, balance weights, and miscellaneous mounting fixtures.

6-2. INSTALLATION OF SUPPORTING PARTS

Prior to starting the installation of supporting parts, it is necessary to mark out and draw the main and transverse axes of the hydropower unit on its installation site. The main axis of a horizontal power unit is axis X that coincides with the centre line of the shaft. The transverse axes Y_1, Y_2 , etc. are normal to the main axis and coincide with the cross-centre line of any part of the unit (scroll chamber, generator rotor). The position of the longitudinal and transverse axes is marked out on U-frames embedded in the concrete foundations on opposite sides.

The marks are checked up for correct application by means of wires stretched between the U-frames by means of a plumb bob and a pulley block. The stretched wire must be aligned with the marks on the U-frames.

The longitudinal and transverse axes, upon being checked up, will serve as reference bases for mounting all the supporting parts of the horizontal unit.

Foundation slabs and other supporting structures are to be placed under the scroll chamber, the turbine

В соответствии с монтажными чертежами или расчетными монтажными схемами устанавливаются фундаментные плиты или другие опорные конструкции под спиральную камеру и статор турбины, под статор генератора и корпуса подшипников. Здесь, кроме выполнения требований, предъявляемых к монтажу опорных частей вертикальных гидроагрегатов, особое внимание необходимо обращать на положение этих опорных частей вдоль линии вала, строго соблюдая заданные установочные размеры. При этом необходимо учитывать возможные величины температурного удлинения вала ротора агрегата при работе и его свободного осевого разбега при пуске с тем, чтобы при этом не было препятствий этому удлинению и заданному пусковому разбегу со стороны опорных частей. Здесь также очень важно выдержать заданное расчетом положение каждого подшипника относительно продольной оси как в плане, так и по горизонтали. Отклонение оси расточки подшипника от оси в плане будет вызывать вредные вибрации ротора агрегата и опор. Отклонение от заданного положения относительно горизонтали, кроме искривления вала, сопровождающегося также вибрациями, приведет еще и к перегрузке отдельных опорных подшипников за счет разгрузки соседних.

Корпуса подшипников устанавливаются и предварительно центрируются таким образом, чтобы ось расточки под вкладыши совпадала с главной осью агрегата. Проверяется это совпадение замерами штихмассом от осевой струны до поверхности расточки. Под основание каждого корпуса подшипника устанавливаются регулировочные прокладки, которыми после подтяжки корпуса к забетонированным плитам и после окончательного центрирования линии вала регулируется высотное положение корпуса.

Штифтовку корпуса к плите рекомендуется производить после окончательного центрирования линии вала и регулирования вкладышей подшипника, т.е. после окончательного центрирования ротора гидроагрегата.

6-3. ШАБРЕНИЕ ВКЛАДЫШЕЙ ПОДШИПНИКОВ

Так как в горизонтальных гидроагрегатах условия работы подшипников более тяжелые, чем в вертикальных, имеющих значительно меньшие удельные нагрузки, шабрение их вкладышей необходимо производить более тщательно и по другой технологии. В горизонтальных агрегатах особенно тяжелые

stay ring, the generator stator, and the bearing housings in compliance with mounting drawings or design layout diagrams. In addition to the requirements for the installation of supporting parts of vertical units, particular emphasis shall be placed on the arrangement of these supporting parts along the shaft line with fitting dimensions being strictly observed. In the process, allowances shall be made for probable thermal elongation of the rotor shaft in the course of operation and for its free axial play at starting so that the supporting structures were not in its way in the case of its elongation and axial play. It is also essential to keep each bearing at a position specified by calculations relative to the longitudinal axis both in plan and in the horizontal plane. Any deviation of the centre line of the bearing bore will cause undesirable vibrations of the unit rotor and supporting structures. Any deviation from the desired horizontal level will cause some of the bearings to take more than their share of thrust while the other ones will run under-loaded, in addition to the angularity of the shaft line which also causes vibrations.

The bearing housings are to be mounted and roughly centered so that the centre line of the bore to receive the shell is aligned with the main axis of the unit. This alignment is to be checked with a pin gauge by measuring the distances from the main line stretched wire to the surface of the bore. Adjusting shims are fitted under the base of each bearing housing. These shims are used for the adjustment of the vertical position of the housing after it is pulled to the embedded slabs and the shaft line is completely centered off.

The bearing housing is to be pinned to the slab after the shaft line is completely centered off and the bearing shells are properly set in position, that is, after the power unit rotor is finally centred off.

6-3. SCRAPING THE BEARING SHELLS

Since the bearings of horizontal units are meant for operation under more severe conditions than those of vertical units where specific loads are much lighter, their shells must be scraped more thoroughly and using quite a different technique. Heaviest thrusts are taken in horizontal units by the bottom shell in the course

нагрузки выдерживает нижний вкладыш в период пуска агрегата, так как трогание агрегата с места практически производится при полусухом трении трущихся поверхностей шейки вала и вкладыша. Для лучшего и быстрого образования масляной подушки в период пуска и более стабильного сохранения ее в процессе работы шабрение вкладышей подшипников рекомендуется производить так, чтобы внутренняя расточка вкладыша была строго концентрична оси, а диаметр ее был больше шейки вала на величину заданного диаметрального зазора между вкладышем и шейкой вала. Эта рекомендация может быть успешно выполнена в том случае, когда шабрение вкладышей будет производиться не по шейкам вала, а по специально для этой цели выточенным болванкам, диаметром больше соответствующих шеек вала на величину диаметральных зазоров. Шейки вала ротора, установленного на расшабренные таким способом вкладыши, фактически перед пуском будут опираться на линии касания со вкладышем. В этом случае в момент пуска агрегата сухое трение в трущихся парах будет только на линии, и будут созданы более благоприятные условия для мгновенного забора шейки вала масляного клина на вкладыш и всплытия ротора агрегата на масляную подушку. В то же время наличие равномерного кругового зазора между шейкой и вкладышем создает более благоприятные условия для сохранения стабильной масляной подушки под шейкой вала.

При шабрении вкладышей по своей шейке вала поверхность вкладыша представляет собой не цилиндр, а ломаную поверхность образуемую целой системой дуг с радиусами, равными радиусу шейки вала. В этом случае при пуске появляется весьма большая зона полусухого или сухого трения. Кроме того, наличие на поверхности вкладыша гребешков вместо плавной окружности мешает образованию и сохранению масляной подушки между шейкой вала и внутренней поверхностью вкладыша. Поэтому шабрение вкладышей по шейке вала можно производить только лишь при больших диаметрах шеек (600 мм и более), где наличие небольших гребешков на поверхности вкладыша оказывает меньшее вредное влияние и, кроме того, при больших диаметрах шеек изготовление специальных болванок затруднено.

Следует отметить, что с течением времени эксплуатации (после множества пусков) во вкладышах, расшабренных по специальной болванке, внизу образуется некоторая выработка, увеличивающая при пуске площадь трения, что препятствует мгновенному забору масла шейкой вала. Поэтому вкладыши подшипников по истечении некоторого времени (2—3 года) в зависимости от частоты пусков агрегата необходимо подвергать перешабриванию по специальной болванке.

В конструкциях подшипников с весьма большими нагрузками иногда предусматривается подача масла под давлением под шейку вала перед пуском агрегата.

of starting as the power unit breakaway actually takes place at semi-dry friction of rubbing surfaces of the shaft journal and the shell. In order to ensure a better and faster formation of an oil cushion during the starting period, and to retain this cushion throughout the entire running period, the bearing shells should be scraped so that the inner bore of the shell is strictly concentric relative to the axis and its diameter is greater than that of the shaft journal by the desired value of the diametral clearance between the shell and the shaft journal. This requirement can be easily met if the shells are scraped on an oversize block specially made for the purpose and not on the shaft journals. The journals of a rotor shaft mounted in shells scraped in this way will actually rest during the pre-start period on the tangential lines at the shells. When this is the case, dry friction between rubbing surfaces during the starting period will occur only on this line and more favourable conditions will be afforded for the shaft journal to instantaneously carry the oil wedge onto the shell and for the unit rotor to rise to the surface of the oil cushion. Moreover, a uniform circular gap between the journal and the shell contributes to the retaining of a stable oil cushion under the shaft journal.

When a shell is scraped on its journal, its surface is not round but rather rough due to a number of arcs with radii equal to the journal radius. In such a case, a rather large area of dry and semi-dry friction appears at starting. Moreover, an undulated surface of the shell instead of a smooth round circumference does not allow the formation and maintenance of the oil cushion between the shaft journal and the inner surface of the shell. That is why, scraping of bearing shells on their shaft journals shall be admitted only in the case of large diameters of journals (600 mm and larger still) where small undulations on the surface will not produce such a harmful effect. Besides, with large diameters of journals making special blocks is a problem.

It should be noted that in the course of operation after a great number of start-ups a certain hollow is formed due to wear in shells scraped on an oversize block. This hollow enlarges the friction surface at starting and interferes with instantaneous catching of oil by the shaft journal. Therefore, the bearing shells shall be subjected to re-scraping upon the expiration of a certain period of time (2 or 3 years, depending on the frequency of starts) on a special block.

Sometimes provision is made for supplying oil under the shaft journal under pressure prior to starting the unit. This can be provided only for units whose bearings are expected to take very heavy thrusts.

6-4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРИЕМЫ МОНТАЖА РОТОРОВ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

А. ВАРИАНТЫ МОНТАЖА

В зависимости от конструкций гидроагрегатов и наличия грузоподъемных средств на строительстве установка ротора горизонтального гидроагрегата может производиться раздельными узлами либо укрупненными блоками.

В первом случае вначале обычно устанавливается вал турбины, рабочее колесо, а затем ротор генератора. Соединение валов этих роторов производится после выверки их общей линии. Во втором случае вначале устанавливается рабочее колесо турбины с валом, а затем ротор генератора с валом.

На многоагрегатных ГЭС иногда на сборочных площадках устраивается специальный стенд, на котором собираются воедино более крупные блоки; рабочее колесо турбины с валом, ротор генератора с валом и статор генератора. Последний раскрепляется с ротором специальными устройствами или прокладками, устанавливаемыми между полюсами ротора и расточкой статора. Прокладки прижимаются к железу статора специальными отжимными болтами, пропускаемыми через полюсы ротора.

Сборка ротора генератора со статором производится в горизонтальном положении с заводкой ротора в статор или в вертикальном с последующей кантовкой этого узла в горизонтальное положение.

Если конструкции статоров турбин и генераторов разъемные, то роторы или укрупненные узлы устанавливаются обычным способом на заранее выставленные и предварительно отцентрированные нижние половины вкладышей подшипников. При неразъемных конструкциях статоров роторы в них вводятся одним из описываемых ниже способов.

6-4. METHODS FOR INSTALLATION OF ROTATING PARTS OF HORIZONTAL HYDROPOWER UNITS

A. ALTERNATIVE INSTALLATION

Depending on the construction of hydropower units and availability of handling equipment at the project, the rotating parts of the horizontal hydropower units can be installed in place in separate components or in pre-assemblies.

In the former case, the turbine shaft and next the runner are usually installed first and then follow the installation of the generator rotor. The shafts are coupled after checking on the general alignment of the coupled shafts. In the latter case, first the runner with the shaft is lowered in place and then the rotor with the shaft.

At multi-unit hydropower developments, a special rig is sometimes set up on the assembly floor to put together the runners with the shafts, rotors with the shafts and stators. The latter is secured to the rotor by means of special devices or spacers installed between the rotor poles and the stator bore. The spacers are pressed against the stator core with special puller bolts passing through the rotor poles.

The rotor and the stator are assembled together in the horizontal position with the rotor driven into the stator, or in the vertical position. In the latter case the assembled generator must be then turned in the horizontal position.

If the stay rings and the stators are of a split construction, the rotating parts of the turbine and generator or pre-assemblies are installed in place by the conventional method on the pre-set and aligned lower halves of the bearing shells. If the stators and the stay rings are integral pieces, the rotating parts are inserted by one of the methods described below.

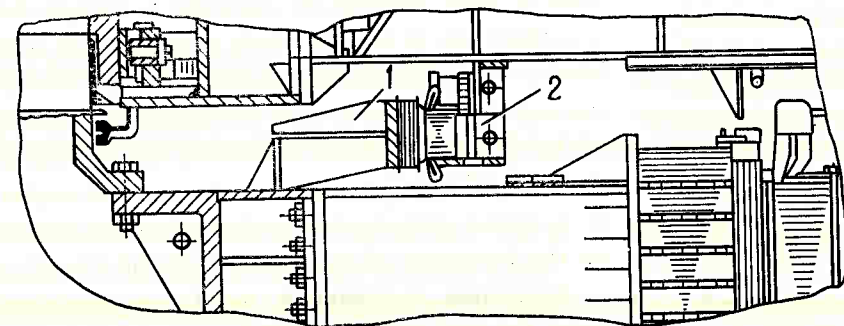


Рис. 187. Расположение на главном генераторе ротора и статора вспомогательного генератора:
1 — ротор; 2 — статор

Fig. 187. Auxiliary generator rotor and stator mounted on the main generator:
1 — rotor; 2 — stator

В. УСТАНОВКА РОТОРА ТУРБИНЫ В СТАТОР

Ротор гидротурбины во всех случаях удобнее всего заранее собрать на сборочной площадке в укрупненный блок: рабочее колесо, вал и маховик, если последний предусмотрен конструкцией, и этим блоком устанавливать в статор. Однако это можно делать, если позволяет конструкция агрегата и когда на ГЭС имеется крановое оборудование требуемой грузоподъемности.

В. INSERTING THE RUNNER AND SHAFT ASSEMBLY INTO THE STAY RING

Under all conditions, it is much easier to pre-assemble the runner and shaft together on the assembly floor (the runner, shaft, and flywheel, if the latter is provided by the design) and this assembly is then to be inserted into the stay ring. This can be done, however, if the construction of the unit makes it possible to do so and if adequate hoisting equipment is available in the powerhouse.

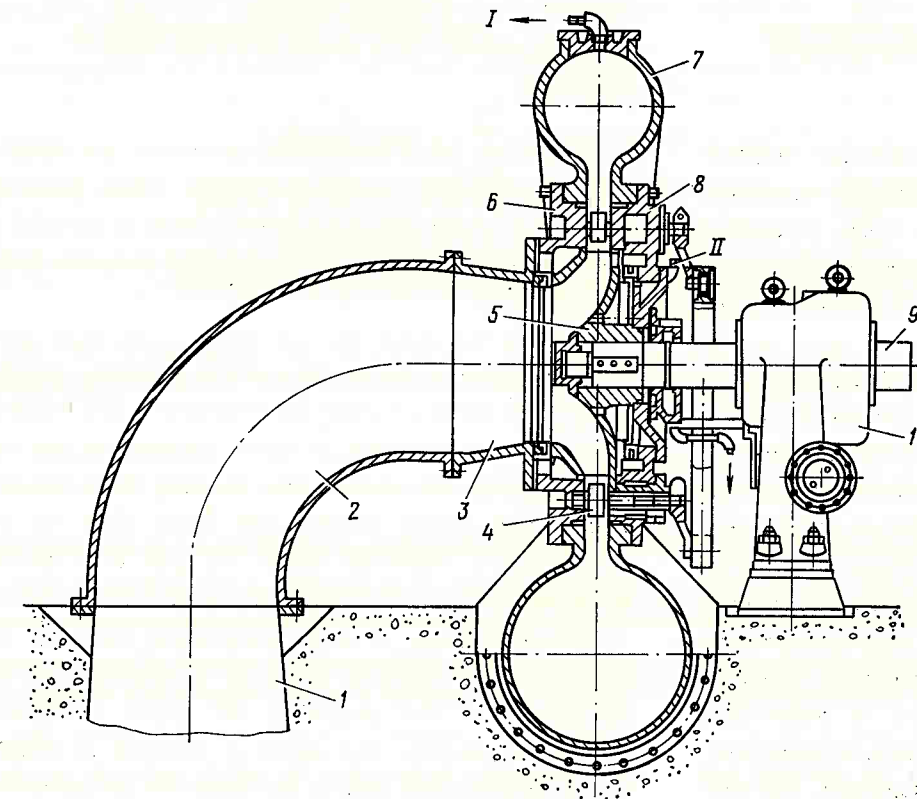


Рис. 188. Горизонтально-радиально-осевая турбина:
1 — отсасывающая труба; 2 — отводящее колено; 3 — конус; 4 — направляющий аппарат; 5 — рабочее колесо; 6 — задняя крышка; 7 — спиральная камера; 8 — передняя крышка; 9 — вал; 10 — подшипник.
I — выпуск воздуха при пуске турбины
II — подача воды из фильтра

Fig. 188. Horizontal-radial-axial hydraulic turbine:
1 — draft tube; 2 — elbow; 3 — cone; 4 — wicket gate; 5 — runner; 6 — back cover; 7 — scroll case; 8 — front cover; 9 — shaft; 10 — bearing.
I — air exhaust during start-up;
II — water supply from filter

При любом способе монтажа ротора вначале должны быть установлены нижние половинки вкладышей подшипников в корпуса подшипников, закрепленные к фундаментным плитам и предварительно ориентированные по струне.

Не рассматривая монтаж рабочих колес ковшовых турбин ввиду их простоты, перейдем к монтажу рабочих колес радиально-осевых и поворотно-лопастных гидротурбин. При установке рабочего колеса радиально-осевой или поворотно-лопастной гидротурбины вместе с валом к его фланцу обычно крепится противовес, так чтобы этот узел, будучи застропленным в двух точках за вал, имел равновесие.

Whatever method of installation is used, however first the lower halves of the bearing shells must be installed in the bearing housing to be secured to the foundation plates and oriented from a piano wire.

Without dwelling on the installation of bucket turbine runners we pass over to the installation of runners of Francis and Kaplan turbines. When the runner of Francis or Kaplan turbines is installed jointly with its shaft, a counterweight is usually attached to its coupling flange to attain equilibrium of the assembly which has two slings secured to the shaft.

После заводки рабочего колеса в статор положение его относительно оси фиксируется мерными прокладками на наружном ободе колеса.

В конструкциях гидротурбин, не позволяющих устанавливать рабочее колесо вместе с валом (рис. 188), вначале обычно устанавливают на вкладыш подшипника и монтажную подставку вал, а затем к нему через отверстие в задней крышке турбины подводят рабочее колесо. Вал перед установкой рабочего колеса центрируют по лабиринтному уплотнению. Для установки рабочего колеса обычно применяют специальные приспособления, позволяющие плавно подтягивать колесо к валу при сохранении его заданного положения относительно оси агрегата.

В. УСТАНОВКА РОТОРА ГЕНЕРАТОРА В СТАТОР

Сравнительно крупные горизонтальные гидрогенераторы поставляются на строительства отдельными элементами. Эти элементы на месте установки собираются в одно целое, закрепляемое обычно на металлической раме, заделываемой в массивный бетонный фундамент.

Из всех монтажных операций по генератору наиболее сложной является заводка ротора в статор, так как при этом требуется выдерживать весьма высокую точность и проявлять исключительную аккуратность, чтобы не повредить лобовые части и сердечник статора. Выполнить эти условия при значительно больших весах и габаритах ротора при сравнительно малом воздушном зазоре — серьезная задача.

После окончания основных монтажных работ по турбине, вал которой принимается за начальную исходную базу при монтаже генератора, устанавливается на свой фундамент статор генератора. Он центрируется относительно вала турбины и расточек под вкладыши подшипников генератора. Ротор заводится в статор обычно с помощью специального удлинителя, прикрепляемого к концу вала. К крану ротор вначале строится либо за бочку (рис. 189, а), либо за вал и удлинитель (рис. 189, б). В том и другом случае под строп подкладывается мягкая подкладка.

После установки статора на шейке вала ротора собирается опорный подшипник, который при перестройке ротора выполняет роль поддерживающей опоры. Чтобы ротор во время заводки в статор не проворачивался, под шейку вала его на вкладыш ставят прессшпановую прокладку. Под опору подшипника подкладывают стальной лист, который при заводке ротора скользит вместе с опорой по смазанной вазелином раме. Чтобы во время осевого пере-

After driving the runner into the stay ring, its position with respect to the center line is maintained with the aid of shims installed round the runner shroud.

If the construction of the turbine does not allow the runner to be installed jointly with the shaft (Fig. 188), initially the shaft is mounted on the bearing shell and on the erection pedestal and then the runner is moved to the shaft through the opening in the rear turbine cover. Prior to installing the runner, the shaft is centered against the labyrinth seal. Special devices are usually used in the installation of the runner which enable the runner to be pulled to the shaft maintaining its pre-set position with respect to the unit center line.

С. INSERTING THE ROTOR INTO THE STATOR

Relatively large horizontal generators are shipped to the project site in separate pieces. These parts are assembled together in one piece which is secured to the steel frame embedded in a solid concrete foundation.

Driving the rotor into the stator is the most complex operation in the erection of the generator because fairly high accuracy must be maintained and extreme care must be exercised to avoid damage to the end windings and the stator core. Meeting these requirements with heavy masses and large sizes of the rotor and a relatively small air gap is a serious problem.

On completion of main installation work on the turbine whose shaft is taken as a reference in the installation of the generator, the stator is lowered on the foundation. The stator is centered in respect to the turbine shaft and to the bores for the generator bearing shells. The rotor is usually pushed into the stator with the aid of a special extension piece secured to the shaft end. The crane slings are initially attached either to the barrel (Fig. 189, a) or to the shaft and extension piece (Fig. 189, б). In either case, some soft padding must be provided under the sling.

Once the stator has been installed, the journal bearing is assembled on the shaft journal. This bearing serves as a support in re-slinging the rotor. A press-board pad must be placed on the bearing shell under the shaft journal to prevent the rotor from turning when being inserted into the stator. A steel plate is inserted under the bearing pedestal, which in driving the rotor into the stator, slides together with the pedestal on the frame lubricated with petroleum jelly. Special stop blocks are welded to the plate to prevent the

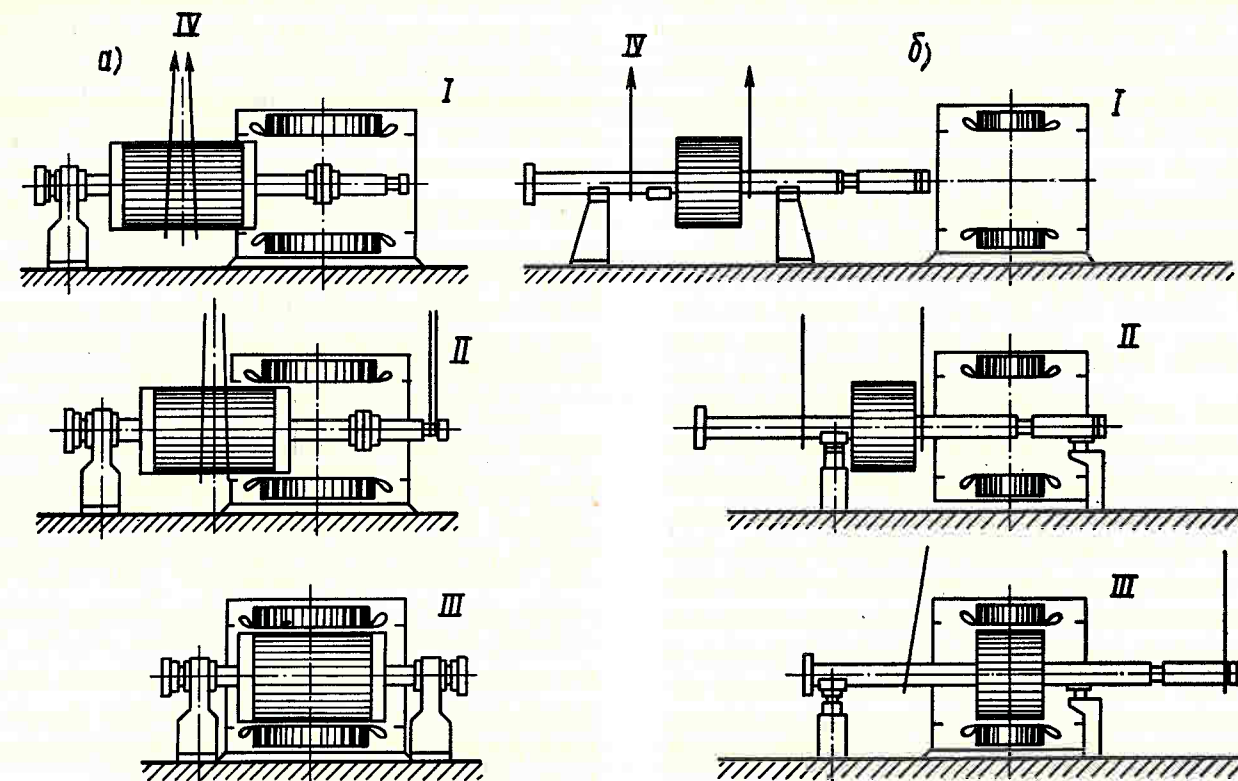


Рис. 189. Этапы заводки ротора в статор:
а — застропка за бочку ротора; б — застропка за концы вала
IV — к крану

Fig. 189. Stages of rotor threading into stator:
а — slinging through rotor barrel; б — slinging through shaft ends;
IV — to crane

мещения ротора опора не могла соскользнуть с листа, на нем привариваются специальные упоры. Осевое перемещение ротора осуществляют тележкой крана, помогая иногда талью, застропленной за корпус подшипника и какой-либо якорь в бетоне. При осевом перемещении ротора необходимо весьма внимательно следить за тем, чтобы во все время перемещения зазор между статором и ротором был равномерным, а само перемещение происходило без рывков с плавным скольжением ротора с опорой и стальным листом по смазанной вазелином раме генератора.

Как только конец удлинителя выйдет из статора, делается перестройка ротора. Для этого под конец удлинителя подкладывается специальная монтажная опора, и ротор после освобождения стропа опирается на эту опору и опору подшипника.

В зависимости от способа заводки трос строится либо только за конец удлинителя (рис. 189, а), либо за удлинитель и вал (рис. 189, б). В первом случае осевое перемещение производится краном и талью, застропленной за корпус подшипника, а во втором — только краном.

Как только часть вала выйдет за пределы статора, его конец опирают на монтажную опору и удлинитель

pedestal from slipping off the plate during axial movement of the rotor. The rotor is moved in the axial direction by the crane trolley with the aid of a chain pulley block attached to the bearing housing and an anchor embedded in concrete. During axial movements of the rotor, care must be taken to maintain a uniform gap between the rotor and the stator throughout the operation while the rotor pedestal and steel plate must slide on the petroleum jelly-coated generator frame smoothly, without jerks.

As soon as the extension end comes out of the stator, the rotor must be re-slinged. To this end, the extension end is propped on a special support and after cutting loose the sling, the rotor is carried by this support and the bearing.

Depending on the procedure adopted for driving the rotor into the stator, the sling must be attached either only to the extension end (Fig. 189, а) or to the extension end and the shaft (Fig. 189, б). In the former case, the axial movement is effected by the crane and pulley block attached to the bearing housing. In the latter case, only the crane is used.

As soon as a part of the shaft comes out of the stator, its end must be propped on the erection sup-

снимают. Затем под шейку вала подводят заранее подготовленные вкладыши подшипника и вал опускается на подшипник. Окончательно подшипники устанавливаются после выверки общей линии вала гидроагрегата.

6-5. ВЫВЕРКА ЛИНИЙ ВАЛОВ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

А. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Одним из основных условий, обеспечивающих нормальную работу горизонтальных гидроагрегатов с наименьшими вибрациями их элементов, при хорошо уравновешенных массах вращающихся роторов, является правильная выверка линий их валов. Выверку линий валов или центрирование необходимо производить так, чтобы сопрягаемые плоскости фланцев турбины и генератора перед стяжкой болтами и после этого были строго параллельны, а осевые линии валов совпадали и являлись продолжением одна другой, хотя за счет естественного прогиба каждый вал необходимо устанавливать с некоторым углом к горизонту.

Естественный статический прогиб валов турбины и генератора при горизонтальном положении роторов вызовет некоторое раскрытие фланцев и их сопрягаемые плоскости будут непараллельны между собой (рис. 190).

Если из такого положения будут затянуты соединительные болты фланцев, то в примыкающих к фланцам концах валов будут недопустимо большие напряжения от изгиба вала. В процессе работы агрегата упругими силами будет вызываться повышенная вибрация ротора и всего агрегата. Для избежания этих вредных явлений при центрировании линии вала добиваются параллельности фланцев валов и плавности их линии, что обеспечивается путем соответствующей регулировки подшипников по расположению в плане и относительно высотных отметок.

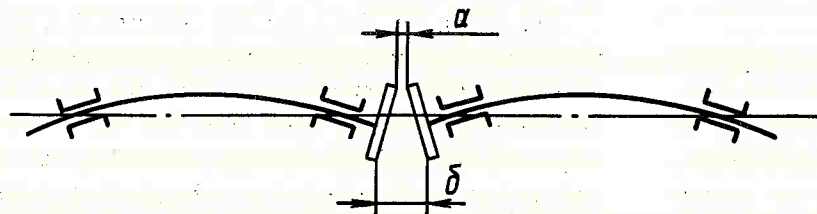


Рис. 190. Схема раскрытия фланцев при горизонтальном положении ротора

Fig. 190. Opening of flanges at horizontal position of rotor

port and the extension piece removed. Then the bearing shells, which have to be prepared in advance, are placed under the shaft journal and the shaft is lowered on the bearing. The bearings are finally set after checking the shaft line for alignment.

6-5. CHECKING THE SHAFTS OF HORIZONTAL HYDROPOWER UNITS FOR ALIGNMENT

A. GENERAL

Proper alignment of the unit shafts is one of the basic conditions that ensure normal operation of horizontal hydropower units with minimum vibration, provided the unit rotating parts are well balanced. The shafts must be so aligned or centered that the mating surfaces of the coupling flanges should be perfectly parallel prior to tightening up the bolts, the center lines of the shafts should coincide and they should be the continuation of each other though each shaft must be set at a certain angle to the horizon because of the natural buckling.

The natural static buckling of the turbine and generator shafts when the rotating parts are in the horizontal position, will cause the flanges to open up and their mating surfaces will not be parallel (Fig. 190).

If the coupling bolts are tightened in this position, inadmissibly high stresses will tend to develop in the shaft ends adjoining the flanges due to the shaft buckling. In the course of operation, elastic forces will cause excessive vibration of the rotating parts and the entire unit. To preclude the development of these adverse effects, efforts are made during aligning the shafts to secure parallelism of the coupling flanges and trueness of the common center line which is achieved by adjusting the position of the bearings in plan and vertically.

Б. СПОСОБЫ ЦЕНТРИРОВАНИЯ ЛИНИИ ВАЛА ЧЕТЫРЕХОПОРНОГО РОТОРА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ГИДРОАГРЕГАТА

Линия вала четырехопорного ротора горизонтального гидроагрегата чаще всего центрируется так, что вначале устанавливается в исходное положение вал ротора турбины, а к нему центрируется вал ротора генератора.

В этом случае вал турбины должен занимать такое положение, при котором рабочее колесо будет строго концентрично к расточкам в лабиринтах или в других неподвижных частях турбины, а сопрягаемая плоскость фланца вала строго отвесна.

Концентричность положения рабочего колеса проверяется щупом, а отвесность сопрягаемой поверхности фланца — замерами штихмассом от отвесной струны либо специальным рейсмусом на фланце вала (рис. 191). Правильно установленный этим способом вал должен иметь размеры $a = b$ при замере штихмассом или $a' = b'$ при замере специальным рейсмусом. Вал генератора в этом случае ставится в положение, при котором сопрягаемая поверхность его фланца будет строго параллельна с сопрягаемой поверхностью фланца турбинного вала, а оси обоих фланцев будут совпадать. При этом, если средние подшипники турбинного и генераторного валов расположены близко к фланцам, то оси шеек обоих

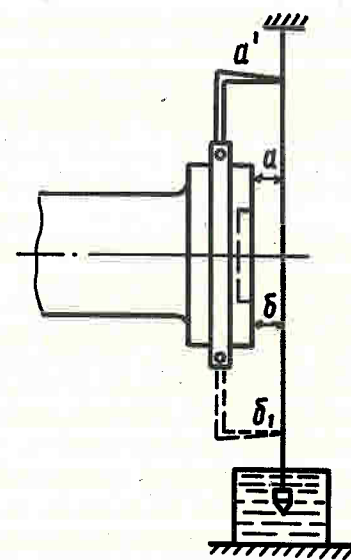


Рис. 191. Схема выверки вертикального положения фланца горизонтальной турбины

Fig. 191. Alignment of vertical position of horizontal turbine flange

В. METHODS OF CENTERING THE SHAFT LINE OF FOUR-BEARING HORIZONTAL HYDROPOWER UNIT

The shaft line of a four-bearing horizontal hydropower unit is centered more often by first setting the turbine shaft in the final position and the generator shaft is aligned to the turbine shaft.

In this case, the turbine shaft must assume the position in which the runner will be perfectly concentric with the labyrinth seal bore or other stationary turbine parts while the mating surface of the shaft flange must be perfectly square.

Concentricity of the runner position is checked with a feeler gauge, squareness of the mating flange surface is checked with a pin gauge from a plumb wire or with a special surface gauge at the shaft flange (Fig. 191). A shaft properly aligned by this method, should have dimensions $a = b$ as measured with a pin gauge, or $a' = b'$ as measured with a special surface gauge. In this case, the generator shaft is so positioned that its mating surface should be perfectly parallel to the mating surface of the turbine shaft flange while the center lines of both flanges must coincide. If the middle bearings of the turbine and generator shafts are located close to the flanges, the axes of journals of both shafts in these bearings will coincide. The axes of external journals at the

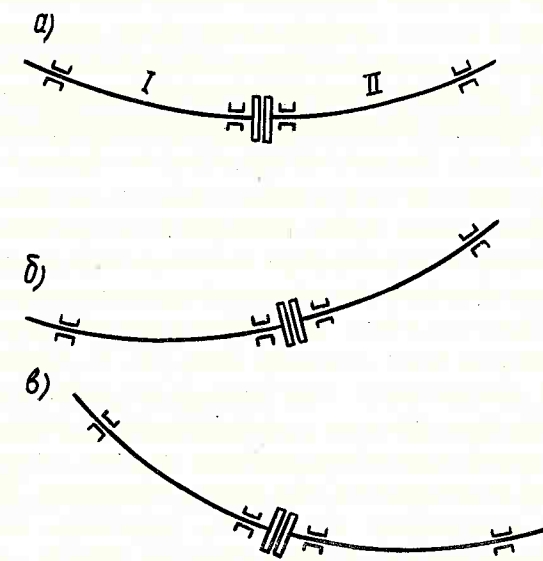


Рис. 192. Варианты центрирования четырехопорного ротора горизонтального гидроагрегата: I — турбина; II — генератор

Fig. 192. Versions of alignment of four-bearing rotor of horizontal unit: I — turbine; II — generator

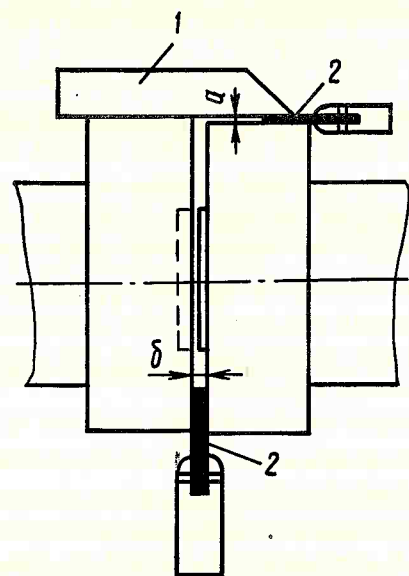


Рис. 193. Проверка параллельности и соосности фланцев турбины и генератора:

1 — лекальная линейка; 2 — щуп

Fig. 193. Check-up of turbine and generator flanges for parallel and axial alignment:

1 — straight-edge; 2 — feeler gauge

валов в этих подшипниках практически будут совпадать. Оси крайних шеек турбинного и генераторного валов будут приподняты на величины, определяемые упругими свойствами валов (рис. 192, а).

Второй способ центрирования валов сводится к тому, что вал турбины устанавливают в такое положение, при котором оси шеек его располагаются на одном уровне, а уклон их, проверяемый уровнем, имеет равные значения по величине, но обратные по знаку. При этом сопрягаемая плоскость на фланце турбинного вала будет находиться в неотвесном положении. Вал генератора в этом случае центрируется к валу турбины так, что сопрягаемые поверхности фланцев обоих валов будут параллельны, а оси фланцев будут совпадать (рис. 192, б). Крайняя шейка генераторного вала здесь будет значительно поднята, что приведет к дополнительной нагрузке на крайний подшипник турбины за счет горизонтальной составляющей веса ротора генератора. Учитывая отмеченный недостаток, установку валов обычно производят первым способом. Иногда валы центрируются так, что оси шеек генераторного вала находятся на одном уровне, а вал турбины устанавливается с подъемом к рабочему колесу (рис. 192, в).

Недостатки, отмеченные у второго способа, имеются и в этом случае.

Крупные горизонтальные гидроагрегаты, как правило, центрируют так, чтобы крайние подшип-

ники валов были по возможности подняты на одинаковую величину.

Высотное положение шеек валов и их уклон проверяются с помощью прецизионного нивелира либо замерами штихмассом от туго натянутой вдоль оси валов струны до шеек валов, учитывая при этом разность диаметров шеек, замеренных специальной скобой и собственное провисание струны. Проще всего, быстрее и достаточно точно уклон можно замерить рамочным или валовым уровнем с ценой деления 0,03—0,05 мм уклона на 1 м длины.

При любом способе измерения высотного положения и уклона должны производиться в четырех положениях вала, который поворачивают каждый раз на 90°. Значения высотного положения и уклона

generator and turbine shafts will be elevated to magnitudes governed by the elastic properties of the shafts (Fig. 192, а).

The second method of centering the shafts consists in setting the turbine shaft journals at one level with their inclination being equal in magnitude and opposite in sign. The mating surface of the turbine shaft flange therewith will be out of square. In this case, the generator shaft is centered against the turbine shaft so that the mating surfaces of the flanges are parallel and the center lines of the flanges coincide (Fig. 192, б). The extreme journal of the generator shaft will be here considerably elevated which will cause an additional thrust on the extreme turbine bearing due to a horizontal component of the rotor mass. Bearing in mind this shortcoming, the shafts are usually installed using the first method. Sometimes, the shafts are centered so that the axes of the generator shaft journals are set at one level while the turbine shaft is elevated towards the runner (Fig. 192, в).

The shortcomings noted in the second method are also characteristic of this case.

Large horizontal hydropower units are usually centered so that the extreme bearings of the shafts are raised to an equal height as much as possible.

Elevations of the shaft journals and their inclination are checked with a precise transit or by taking readings with a pin gauge from a piano wire stretched along the center line of the shafts to the shaft journals with due regard for difference in the journal diameters, as measured with a special external gauge, and for the piano sag. The inclination can be readily measured with fair accuracy by means of a bench or shaft level in 0.03—0.05 mm divisions over 1 m of the inclination length.

With any method applied, the elevations and inclination must be checked at four positions of the shaft that is rotated each time through 90°. The elevation

шек вала принимаются среднеарифметические из четырех замеров.

В случае измерения уровнем его необходимо при каждом замере поворачивать на 180°, при этом за величину уклона принимается среднеарифметическое значение показаний восьми измерений. Результаты измерений заносятся в формуляр, который служит эталоном при проверке этих данных после некоторого периода эксплуатации агрегата.

Прицентрирование фланца генераторного вала к фланцу турбинного вала или, наоборот, в зависимости от способа выверки проверяют на параллельность фланцев щупом, замеряя дважды в четырех противоположных точках между фланцами, поворачивая вал на 180°, а на соосность — щупом, закладывая между лекальной линейкой и поверхностью фланца также дважды в четырех сечениях, поворачивая вал на 180° (рис. 193). При этом, чтобы предотвратить прицентрируемый вал от осевого перемещения, его необходимо надежно зафиксировать установкой упоров в заточке вала или к торцу его. Допуски на отклонения при центрировании горизонтальных гидроагрегатов нормативами не предусмотрены. Практически они в зависимости от скорости вращения агрегата могут иметь примерно следующие значения: на непараллельность фланцев 0,02—0,03 мм на 1 м диаметра фланца и на соосность от 0,02—0,03 мм для любого диаметра вала.

В. ЦЕНТРИРОВАНИЕ ЛИНИИ ВАЛА ТРЕХОПОРНОГО РОТОРА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ГИДРОАГРЕГАТА

Трехопорные горизонтальные гидроагрегаты чаще всего компонуются так, что генератор имеет две опоры, а турбина — одну с консольным расположением рабочего колеса. В этом случае центрирование валов целесообразно производить следующим способом.

Вначале устанавливается ротор турбины в такое положение, при котором ось шейки вала будет совпадать с осью агрегата, а рабочее колесо расклещено в камере выше своего рабочего положения на величину возможного прогиба вала турбины, который будет после спаривания его с валом генератора при освобожденном от клиньев рабочем колесе. Вал генератора центрируется по установленному в такое положение валу турбины. При этом, как уже отмечалось в разделе Б настоящего параграфа, фланцы валов должны быть установлены параллельно, а оси их должны совпадать (рис. 194).

При монтаже трехопорных горизонтальных турбоагрегатов валы турбин и генераторов обычно центрируют друг к другу так, что их полумуфты перед спариванием имеют внизу некоторый раскрой. Этот раскрой после спаривания валов способствует частичной разгрузке среднего подшипника за счет передачи этой части нагрузки на крайний подшипник двухподшипникового ротора.

and inclination magnitudes are taken as an arithmetic mean of four readings.

In case a level is used, it must be turned through 180° for each measurement. The inclination magnitude is determined as an arithmetic mean of eight readings. The results of measurements are entered into the record sheet and serve as a reference in checking these data after running the unit for some time.

The alignment of the generator shaft flange with respect to the turbine shaft flange, or visa versa (depending on the method of alignment used), must be checked for parallelism of the flanges taking readings with a feeler gauge twice at four opposite points between the flanges by rotating the shaft through 180°, and for concentricity with a feeler gauge to be inserted between a straight edge and the flange surface twice at four opposite points by rotating the shaft through 180° (Fig. 193). The axial movement of the aligned shaft must be eliminated by fitting stop blocks at the shaft neck or its butt end. Standards do not specify tolerances for centering the horizontal hydropower units.

Practically depending on the speed of the unit, they may have the following values: parallel misalignment of flanges 0.02—0.03 mm over 1 m of the flange diameter; concentricity from 0.02—0.03 mm for the shaft of any diameter.

С. CENTERING THE SHAFT LINE OF A THREE-BEARING HORIZONTAL HYDROPOWER UNIT

In most cases, the three-bearing horizontal hydropower units are designed so that the generator has two bearings while the turbine has one bearing with an overhung runner. In this case, the shafts should be centered in the following way.

First the runner and shaft assembly is positioned so that the axis of the shaft journal should coincide with the center line of the unit while the runner must be wedged in the runner chamber above its operating position for a magnitude of possible turbine shaft buckling which will take place after its coupling with the generator shaft and setting free the runner. The generator shaft is centered to the turbine shaft placed in the above position. As noted in Subsection B of this Section, the shaft flanges must be parallel and their center lines must coincide (Fig. 194).

When installing horizontal turbine-generator sets, their shafts are to be aligned so that their half-couplings have some opening at the bottom prior to coupling. After coupling the shafts, this opening aids in partial unloading of the middle bearing by transferring this load to the extreme bearing on the two-bearing rotor.

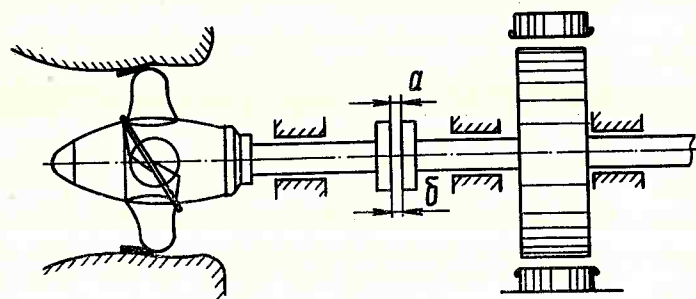


Рис. 194. Схема центрирования трехопорного ротора горизонтального гидроагрегата (а-б), оси валов совпадают

Fig. 194. Alignment of three-bearing rotor of horizontal hydropower unit (a-b), axes of shafts are aligned

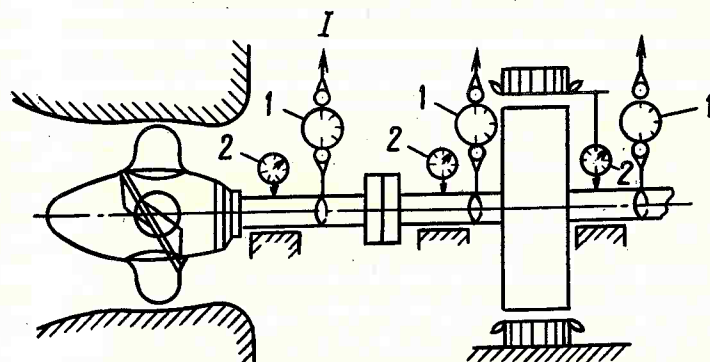


Рис. 195. Схема проверки нагрузки на подшипники с помощью динамометров (1) и индикаторов (2): I — крану

Fig. 195. Check-up of bearing thrusts by dynamometers (1) and dial gauges (2): I — to crane

В рассматриваемом нами случае этого раскрытия оставлять не следует, так как после спаривания валов и освобождения рабочего колеса от клиньев подшипник турбины будет дополнительно пригружен рабочим колесом, при этом частично освободится средний подшипник генератора. После спаривания валов целесообразно проверить центрирование их, определяя нагрузки на каждый подшипник, которые можно легко подсчитать, зная веса роторов и их валов, а также расстояние между центрами тяжести и расстояние между опорами. Нагрузки на подшипники от веса ротора и вала будут распределяться обратно пропорционально расстоянию центра тяжести ротора от центра подшипника. Зная расчетную нагрузку на каждый подшипник, с помощью динамометра проверяют фактическую.

При освобожденных верхних вкладышах подшипника к крану через динамометр поочередно застропливают вал около каждой шейки подшипника. Затем тихо натягивают трос до тех пор, пока стрелка индикатора, поставленного к верхней точке шейки, не отойдет на 1—2 деления. При этом смотрят показания динамометра (рис. 195). Там, где динамометр покажет нагрузку меньше расчетной, под опору этого подшипника следует положить подкладку такой толщины, чтобы показания динамометра были равны расчетной нагрузке. Регулировка будет законченной, если показания динамометра при измерении у каждой шейки будут соответствовать расчетным нагрузкам. При отсутствии динамометров

In the case under consideration, it is not recommended to leave such an opening because after coupling the shafts and setting free the runner from the wedges, the turbine bearing will additionally take the mass of the runner. After coupling the shafts should be checked for alignment by measuring the thrusts on each bearing. The thrusts can be readily calculated knowing the masses of the runner and the rotor and their shafts as well as distances between the centers of gravity and between the bearings. Thrusts exerted on the bearings by the rotor shaft are distributed in inverse proportion to the distance from the center of gravity of the rotor to the center of the bearing. The actual thrust acting on the bearing can be checked with a dynamometer knowing the design thrust expected at each bearing.

With the upper bearing shells set loose, the crane sling is in turn attached close to each shaft journal through a dynamometer. Then the sling is pulled up until the pointer of dial gauge mounted on the top of the journal, moves up through one or two divisions. In the action, readings must be taken off the dynamometer (Fig. 195). Where the dynamometer readings are below the design values, the bearings must be shimmed to bring the dynamometer readings to the design value. The adjustment is considered completed when the dynamometer reads at each journal the design thrusts. If dynamometers of an adequate capa-

необходимой грузоподъемности можно применить меньший, заделав его в одну из ветвей полиспаста. Такую же проверку можно делать с помощью гидродомкрата, подавая масло под давлением от ручного пресса и контролируя силу подъема по манометру, установленному в масляной магистрали. Силу подъема можно определить методом интерполяции.

Г. ЦЕНТРИРОВАНИЕ ЛИНИИ ВАЛА ДВУХОПОРНОГО РОТОРА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ГИДРОАГРЕГАТА

Современные горизонтальные гидроагрегаты с двухопорными роторами делаются с одним валом — общим для турбины и генератора и двумя валами — турбинным и генераторным, соединяемыми между собой болтами.

Центрирование линии вала одновалных двухопорных агрегатов представляет собой несложную работу, заключающуюся в установке вала в горизонтальное осевое положение с равномерными зазорами по рабочему колесу турбины и ротору генератора. Здесь фактические нагрузки на подшипники будут всегда совпадать с расчетными, а поэтому никакой дополнительной регулировки опор не требуется.

Линия вала двухвалных двухопорных агрегатов центрируется следующим образом. Вначале устанавливается ротор турбины так, что шейка вала его опирается на свой подшипник, а рабочее колесо — на клинья между ободом или его лопастями и камерой. Ось рабочего колеса в этом случае должна совпадать с осью расточки в лабиринтах или в других неподвижных частях турбины. Вал генератора центрируется к валу турбины так же, как и в агрегате с трехопорным ротором, только здесь роль среднего подшипника генератора выполняет временная, регулируемая по высоте монтажная опора, которая ставится под фланцем генераторного вала. На призматической подушке этой опоры закрепляются две пластины из бронзы или латуни, на которых вращается фланец вала (рис. 196). Все остальные операции по центрированию этих валов ведутся способами, описанными в разделах Б и В настоящего параграфа.

city are not available, a smaller dynamometer can be used by incorporating it into a pulley block. The same test can be conducted with the aid of a hydraulic jack by pumping oil with a hand-operated press and by monitoring the lifting force with a pressure gauge incorporated in the oil line. The lifting force can be determined by the interpolation method.

Д. CENTERING THE SHAFT OF TWO-BEARING HORIZONTAL HYDROPOWER UNIT

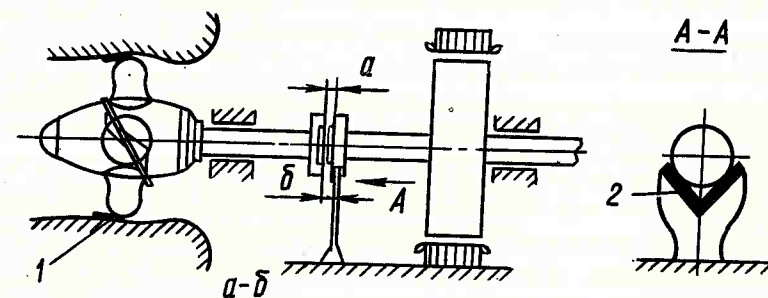
The modern two-bearing horizontal hydropower units are made of a single shaft construction (with one common shaft for the turbine and generator) and of a double shaft construction (with two separate shafts for the turbine and generator bolted together).

On a single-shaft two-bearing units, alignment of the shaft center line is a fairly simple operation which consists in setting the shaft in a horizontal axial position with a uniform clearance around the periphery of the runner and rotor. Here actual loads on the bearings will coincide with the design ones and therefore no additional adjustment of the bearings is required.

The shaft line of a double-shaft two-bearing hydropower unit is aligned in the following way. First the runner and shaft assembly is positioned so that the shaft journal rests on its bearing and the runner rests on the wedges fitted between its rim or its blades and chamber. In this case, the center line of the runner must be concentric with that of the bore in the labyrinth seals or some other stationary parts of the turbine. The generator shaft is aligned to the turbine shaft as in the case of a three-bearing unit, but here the part of the middle generator bearing is played by a temporary adjustable erection pedestal which is placed under the generator shaft flange. The prismatic pad of this pedestal mounts two bronze or brass plates on which the shaft flange rotates (Fig. 196). Other alignment jobs on these shafts are conducted by the methods described in Subsection B and C of this Section.

Рис. 196. Схема центрирования двухопорного ротора горизонтального гидроагрегата: 1 — клин; 2 — пластина из бронзы

Fig. 196. Centering of two-bearing shaft of horizontal unit: 1 — wedge; 2 — bronze plate



Д. ПРОВЕРКА ЦЕНТРИРОВАНИЯ ВСЕГО ГИДРОАГРЕГАТА

После спаривания валов и проверки общей линии ротора агрегата производится проверка установки неподвижных элементов агрегата, т.е. их концентричного расположения по отношению к вращающемуся ротору агрегата. Проверяются зазоры по рабочему колесу, ротору генератора, ротору возбuditеля, если он расположен на одном валу с ротором генератора, и по лабиринтным уплотнениям, если они предусмотрены конструкцией турбины.

Проверку зазоров в этих узлах производят вначале в неподвижном состоянии, замеряя в четырех противоположных точках, а затем в этих же точках четырехкратным замером, поворачивая каждый раз ротор на 90°. Кроме того, замеряют также зазоры в одной точке каждого узла при повороте ротора агрегата на одно полюсное деление. Одновременно с этим производят также замеры величин биения тормозного диска и расположения полюсов ротора относительно средней линии расточки статора генератора.

Если данные отклонений не удовлетворяют нормам допусков, приведенных в табл. 8 и 9, то исправление производят за счет дополнительного центрирования агрегата.

6-6. ОСОБЕННОСТИ МОНТАЖА ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ КАПСУЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

А. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Процесс монтажа горизонтальных капсульных гидроагрегатов так же как и вертикальных обычного исполнения, включает в себя два этапа. В первом на сборочных площадках собираются укрупнительные блоки и узлы, а во втором эти блоки и узлы, а также отдельные детали, непосредственно на месте установки монтируются в агрегат. Не рассматривая вопросы трудоемкости монтажа отдельных узлов и условий его выполнения, здесь заметим лишь, что в целом по агрегату трудоемкость и длительность цикла монтажа по сравнению с аналогичными агрегатами вертикальной компоновки примерно в 3 раза больше и условия работ значительно тяжелее, так как большая их часть выполняется в тесненной, плохо вентилируемой капсуле.

Затраты кранового времени здесь также значительно больше, чем при монтаже аналогичных по габаритам и мощности гидроагрегатов вертикального исполнения. При монтаже 44 одношальных горизонтальных капсульных гидроагрегатов мощностью по 19,2 тыс. кВт Киевской и Каневской ГЭС, двухшальных капсульных гидроагрегатов с

Е. CHECKING THE COMPLETE HYDROPOWER UNIT FOR ALIGNMENT

After coupling the shafts and checking the shaft line for alignment, checks are also made of the installation of stationary parts i.e. their concentricity with respect to the unit rotating parts. Checks are made of the clearances of the runner, the generator rotor, the exciter rotor, if the latter is mounted on the common shaft, the labyrinth seals, if they are provided by design.

Checks of these parts are first made at stand-still by taking readings at four opposite points, then readings are taken four times at the same points by rotating the shaft through 90°. Besides, clearances are also checked at one point of each part by rotating the rotor through one pole division. At the same time checks are made for run-out of the brake disk and position of the rotor poles with respect to the center line of the stator bore.

If the readings do not meet the tolerances given in Tables 8 and 9, adjustment must be made by additional centering of the unit.

6-6. INSTALLATION OF BULB HYDROPOWER UNITS

А. GENERAL

Similar to the conventional vertical-shaft units, installation of the horizontal-shaft bulb hydropower units consists in two phases. During the first phase, parts and components are pre-assembled on the assembly floor. During the second phase, pre-assemblies and separate parts are installed in place. Without dwelling on labour intensity and erection of separate components and conditions for its execution, we should note only that on the whole, labour intensity and duration of the installation cycle on the bulb unit are three times as much as those on conventional vertical-shaft units. Conditions of work are also much more heavier because the bulk of work is carried out in a narrow poorly ventilated bulb.

The cranes require here much more time as compared to vertical-shaft hydropower units of similar size and capacity. Installation of 44 single-shaft bulb units each of 19.2 MW at the Kiev and Kanev hydropower developments, two-shaft bulb units with water-

водяным охлаждением обмоток генератора Череповецкой, Саратовской и перепадных ГЭС были отрабатаны способы монтажа, основные положения которых рассматриваются в разделах Б, В, Г, Д и Е настоящего параграфа.

Б. УКРУПНИТЕЛЬНАЯ СБОРКА УЗЛОВ И БЛОКОВ ОДНОВАЛЬНЫХ КАПСУЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ НА СБОРОЧНЫХ ПЛОЩАДКАХ

На монтажной и внешнесборочной площадках, оборудованных кранами, монтажными плитами и специальными стендами, наиболее рационально подготавливать к монтажу и укрупнять следующие узлы и блоки (рис. 197): рабочее колесо 13, статор турбины 19, направляющий аппарат 17 с опорой регулирующего кольца 15, статор генератора 7, ротор генератора 21 с валом 20, опорные подшип-

cooled generators at the Tcherepovets, Saratov and perepadnaya hydroelectric power plants made it possible to perfect the installation techniques and finalize the principal criteria which were discussed in Subsections B, C, D, E, F of this Section.

В. PRE-ASSEMBLY OF PARTS AND COMPONENTS OF SINGLE-SHAFT BULB UNITS ON ASSEMBLY FLOOR

It is advisable to pre-assemble and get ready for installation the following parts and components (Fig. 197) in the erection bay and at outdoor assembly sites equipped with cranes, erection plates, and special rigs: runner 13, stay ring 19, wicket gates 17 with operating ring support 15, stator 7, rotor 21 with shaft

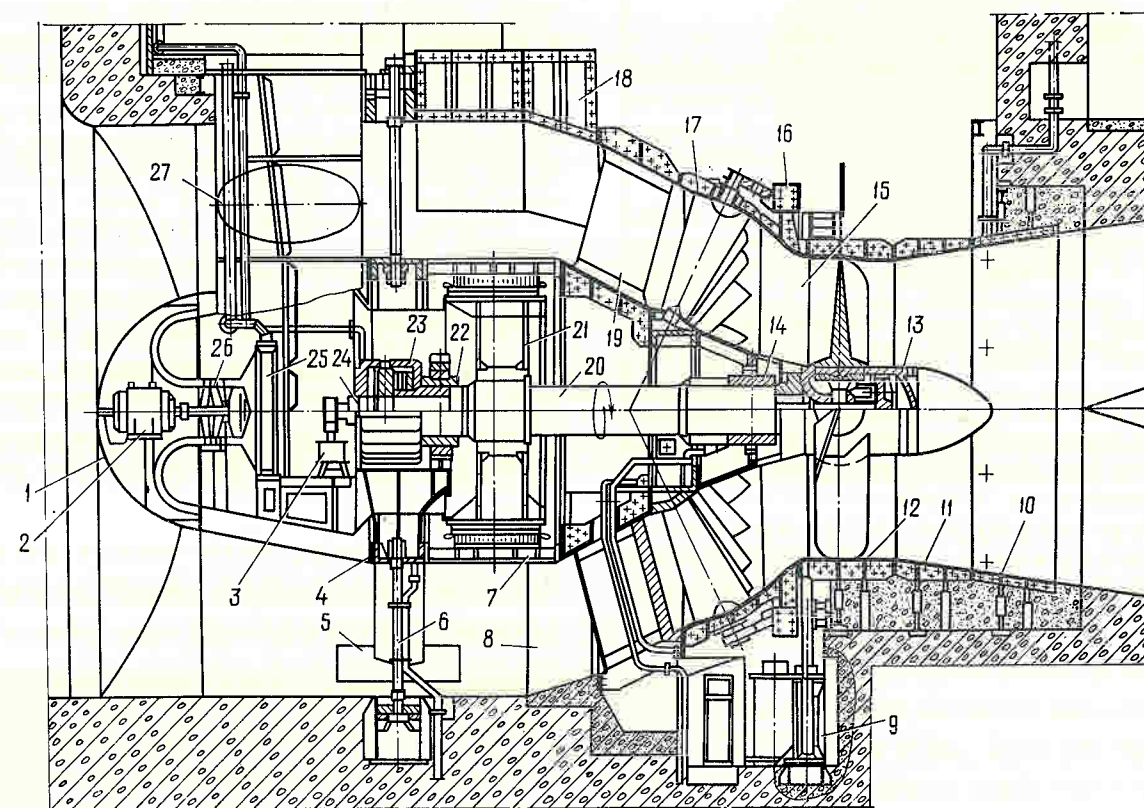


Рис. 197. Разрез по одношальному горизонтальному капсульному гидроагрегату:

1 — передняя часть капсулы; 2 — двигатель компрессора; 3 — регуляторный генератор; 4 — промежуточное кольцо; 5 — монтажная колонна; 6 — растяжки; 7 — статор генератора; 8 — обшивка статора; 9 — сервомоторы направляющего аппарата; 10 — конус отсасывающей трубы; 11 — фундаментное кольцо; 12 — камера рабочего колеса; 13 — рабочее колесо; 14 — турбинный подшипник; 15 — опора регулирующего кольца; 16 — регулирующее кольцо; 17 — направляющий аппарат; 18 — перекрытие монтажного проема; 19 — статор турбины; 20 — вал; 21 — ротор генератора; 22 — генераторный подшипник; 23 — упорный подшипник; 24 — маслоприемник; 25 — воздухоохладитель; 26 — компрессор; 27 — проходная колонна

Fig. 197. Section through single-shaft horizontal bulb unit:

1 — bulb head portion; 2 — compressor motor; 3 — generator regulator; 4 — intermediate band; 5 — mounting pedestal; 6 — braces; 7 — generator stator; 8 — stator liner; 9 — wicket gate servomotors; 10 — draft tube cone; 11 — discharge ring; 12 — runner chamber; 13 — runner; 14 — turbine bearing; 15 — shifting ring support; 16 — shifting ring; 17 — wicket gate; 18 — hatch cover; 19 — turbine stay ring; 20 — shaft; 21 — generator rotor; 22 — generator bearing; 23 — stop bearing; 24 — oil header; 25 — air cooler; 26 — compressor; 27 — access tube

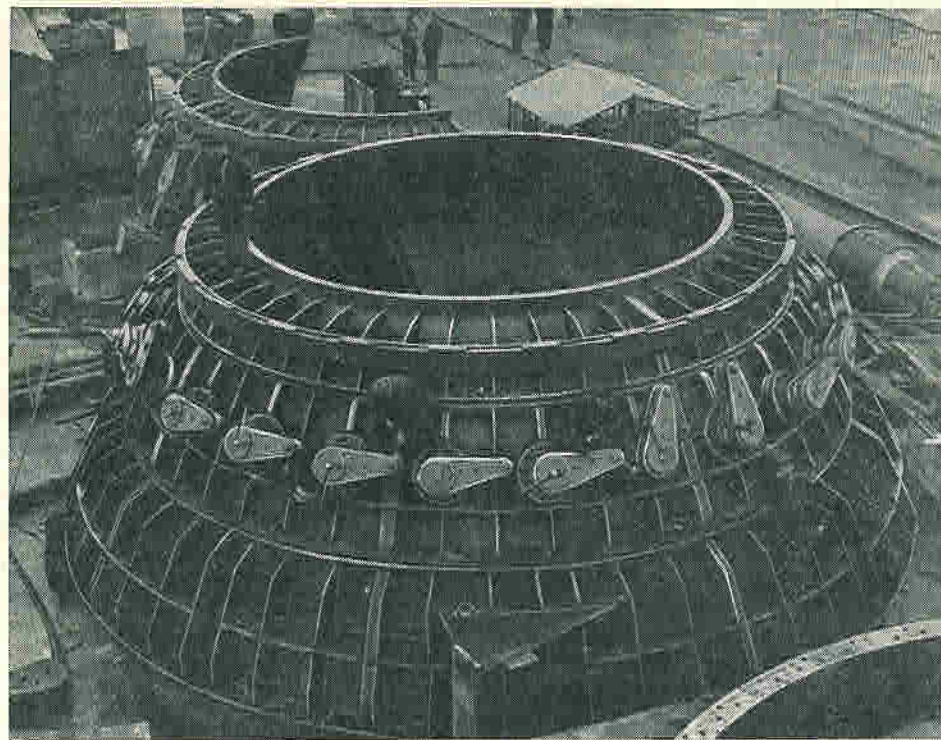


Рис. 198. Укрупнительная сборка статора турбины направляющего аппарата с регулирующим кольцом и опорой

Fig. 198. Enlarged assembly of turbine stay ring, wicket gate, shifting ring, and support

ники 14 и 22 и упорный 23, переднюю часть капсулы 1 вместе с двигателем 2 и компрессором охлаждения генератора 26 и камеру рабочего колеса 12 вместе с фундаментным кольцом 11 и конусом отсасывающей трубы 10.

Кроме того, при одновальной конструкции гидроагрегата собранные узлы — рабочее колесо, ротор генератора с валом, статор генератора с нижней половиной промежуточного кольца 4 и упорным подшипником 23 и опорным подшипником 22 — целесообразно укрупнить вместе в единый монтажный блок.

Рабочее колесо собирается на специальной плите в вертикальном положении по технологии, применяемой при сборке рабочих колес вертикальных гидротурбин (см. § 4-10).

Статор турбины с направляющим аппаратом, опорой регулирующего кольца собирается на специальных выкладках. При

20, journal bearings 14, 22, thrust bearing 23, bulb head portion 1 with electric motor 2 and generator cooling compressor 26, and runner chamber 12 with discharge ring 11 and draft tube cone 10.

Besides, on single-shaft hydropower units it is advisable that assembled runner, generator rotor with shaft, stator with lower half of intermediate ring 4, thrust bearing 23 and journal bearing 22 should be put together in an integral piece.

The runner is assembled on a special plate in the vertical position by methods used in the assembly of runners for vertical-shaft hydropower units (refer to Section 4-10).

The stay ring with wicket gates and the operating ring support is assembled

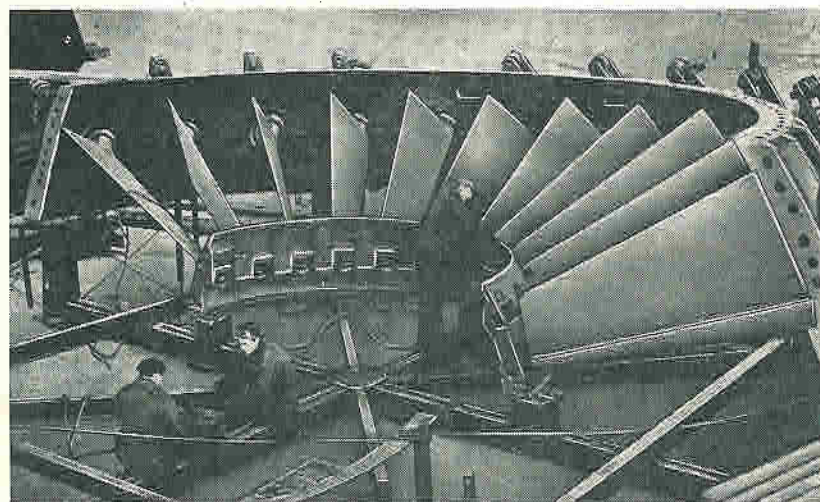


Рис. 199. Укрупнительная сборка направляющего аппарата на стенде

Fig. 199. Enlarged assembly of wicket gate in a rig

этом статор турбины выполняет роль стенда для сборки направляющего аппарата. Направляющий аппарат собирается полностью с установкой механизмов поворота лопаток, уплотнений цапф и лопаток, подгонкой сопряжений лопаток между собой и регулировкой механизмов поворота (рис. 198). Резиновое уплотнение лопаток ставится на эпоксидной грунт-шпаклевке, которая также применяется для уплотнения стыков деталей при окончательной установке их на место.

В дальнейшем статор устанавливается в кратер целиком, а направляющий аппарат половинками. Для придания жесткости половинке направляющего аппарата лопатки его развариваются прихватками к наружному и внутреннему кольцам или раскрепляются наружное с внутренним кольцом специальными фаркопами. Направляющий аппарат можно собирать и отдельно на специальном стенде (рис. 199).

Статор генератора, прибывающий на строй-площадку двумя половинками, собирается в кольцо в горизонтальном положении. В таком же положении в него укладывается стыковая обмотка и производятся все изоляционные работы. Горизонтальные стыки статора, который омывается в процессе эксплуатации водой, уплотняются резиновым шнуром и эпоксидной грунт-шпаклевкой. Кроме того, на стыки сверху крепится специальная облицовка для лучшего обтекания водой. Здесь же на площадке к статору присоединяется нижняя половина промежуточного кольца.

Ротор генератора, собранный на заводе-изготовителе вместе с полюсами, на сборочной площадке только ревизуется, соединяется с валом и сушится. Соединение с валом делается на стенде путем горячей посадки с подогревом центральной части ротора до температуры 150—160°C и опускания во втулку ротора вала сверху (рис. 200). Все осталь-

on special cribs. The stay ring serves as a jig for assembling the wicket gates. The wicket gates are assembled complete with the operating mechanism seals on the stems and vanes fitting the vanes to each other and adjustment of the operating mechanism (Fig. 198). The rubber seal is set in place on epoxy priming putty which is also used in sealing the joints when installing the parts in the final position.

Then the stay ring is installed in place in one piece while the wicket gate assembly is handled in place in two halves. The wicket gate halves are stiffened by tack welding the vanes to the outer and inner rings or by bracing the outer ring to the inner one with special fasteners. The wicket gates can be assembled without using the stay ring, on a special rig (Fig. 199).

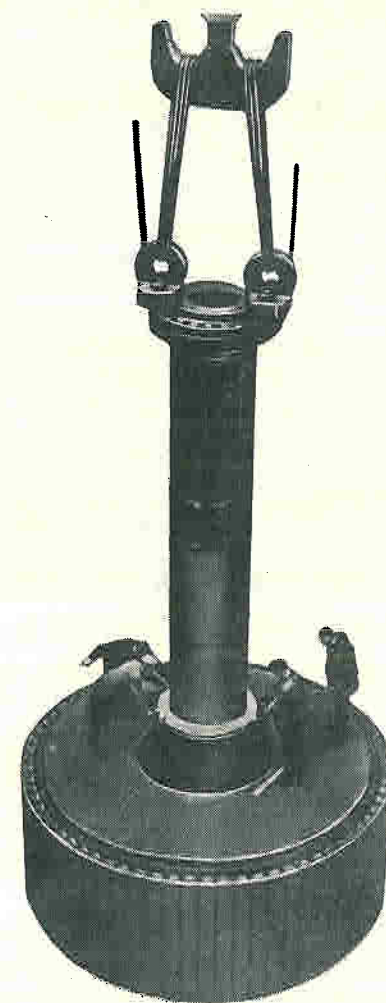


Рис. 200. Посадка вала в нагретый ротор

Fig. 200. Fitting the shaft into hot rotor

The stator which is delivered to the site in two halves, is assembled into a ring in the horizontal position. The parting coils are placed in the slots and all insulation operations are carried out in this position. The horizontal stator joints, which are water washed during operation, should be sealed with a rubber cord and epoxy priming putty. Besides, a special liner is fixed on top of the joints for better cooling by water. The lower half of the intermediate ring is attached to the stator on the assembly floor.

The rotor, which is shop assembled complete with the poles, is subjected to inspection, coupled with the shaft and dried out on the assembly bay. The rotor hub heated up to 150—160°C is shrunk on the shaft by lowering the shaft into the hub

правил и мер предосторожности, отмеченных в § 5-7, устанавливается ротор генератора с валом и полюсами. При этом ротор генератора ставится на гидродомкраты, расположенные на плитах стенда. Пергуировка ротора относительно оси расточки статора и высотной отметки производится с помощью домкратов. Перед установкой ротора особое внимание обращается на исправность и чистоту элементов системы непосредственного водяного охлаждения.

Одновременно с этими работами в стороне от статора на переходном кольце, поставленном вверх поясом сопряжения со статором генератора, устанавливаются обойму подшипника, заводя ее в расточку переходного кольца согласно маркировкам.

После этого переходное кольцо кантуется на 180° для предварительной сборки деталей упорного подшипника (подпятника). Переходное кольцо устанавливается на статор с помощью специального подъемного приспособления.

После горячей посадки втулки подпятника на вал ротора и предварительной сборки узла подпятника производится выверка перпендикулярности плоскости трения диска к оси вала способом, указанным в § 5-9.

Проверив перпендикулярность плоскости трения диска к оси вала и, в случае надобности, произведя подгоночные работы и отрегулировав контрподпятник, ротор генератора раскрепляют в статоре. Расклинивание ротора в статоре производится путем отжатия восьми равномерно расположенных по ободу полюсов, которые предварительно освобождаются от крепящих болтов. В этом случае между отжимаемыми полюсами и активной сталью статора закладываются прессишпановые прокладки.

Этим и заканчивается сборка укрупненного узла генератора, который затем после кантовки в горизонтальное положение целиком ставится на свое место.

Г. МОНТАЖ ОДНОВАЛЬНЫХ КАПСУЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ С БЕТОНИРОВАНИЕМ ЗАКЛАДНЫХ ЧАСТЕЙ ПОСЛЕ КОМПЛЕКСНОГО ЦЕНТРИРОВАНИЯ

Если жесткость кольцевых закладных деталей агрегата позволяет их монтировать и окончательно центрировать до бетонирования, то такой способ монтажа будет наиболее рациональным, сокращающим как цикл монтажа, так и общий цикл строительно-монтажных работ по блоку агрегата.

В этом случае до начала монтажных работ по основным узлам агрегата в кратере устанавливаются и бетонируются только анкерные детали (анкера, плиты и др.), а также закладные трубы и облицовки. Все остальные детали и узлы сдаются под бетон вместе после комплексного центрирования и соответствующего раскрепления всего гидроагрегата.

all precautions specified in Section 5-7. The rotor is mounted on hydraulic jacks arranged on the rig plates. The rotor is adjusted against the center line of the stator bore and to elevation with the aid of jacks. Prior to installing the rotor, one should make sure that the elements of the water-cooling system are clean and in good condition.

Simultaneously with these operations, the bearing cage is fitted following the match marks into the bore of the intermediate ring which is positioned with the stator-adjointing flange looking up somewhere aside from the stator.

After this, the intermediate ring is turned through 180° to pre-assemble the thrust bearing parts. The intermediate ring is mounted on the stator with the aid of a special lifting device.

After the thrust collar is shrunk on the rotor shaft and the thrust bearing parts are given a trial erection, the friction surface of the thrust runner is checked for squareness with respect to the center line of the shaft by the method specified in Section 5-9.

After checking the friction surface of the thrust runner for squareness with respect to the center line of the shaft, carrying out the required fitting and adjustment of the counter thrust bearing, the rotor is secured in the stator. The rotor is wedged by pressing the eight poles which are spaced at regular intervals around the rim and from which fixing bolts are removed beforehand. In this case, press-board spacers are inserted between the poles and the stator core.

Erection of the generator assembly terminates with this operation.

Thereupon, the generator assembly is turned in the horizontal position and lowered in place.

D. INSTALLATION OF SINGLE-SHAFT BULB UNITS WITH CONCRETING EMBEDDED PARTS AFTER COMPLEX ALIGNMENT

If rigidity of annular embedded parts allows for their installation and final alignment prior to concrete placement, such a method of installation will be the most rational one cutting short both the installation cycle and combined cycle of construction and installation activities on the unit block.

In this case, pending the installation of major components of the hydropower unit in the pit only anchors (anchor bolts, plates etc.) and embedded sleeves and liners are installed. The remaining parts are released for concreting all together after complex alignment and proper fixation of the entire hydropower unit.

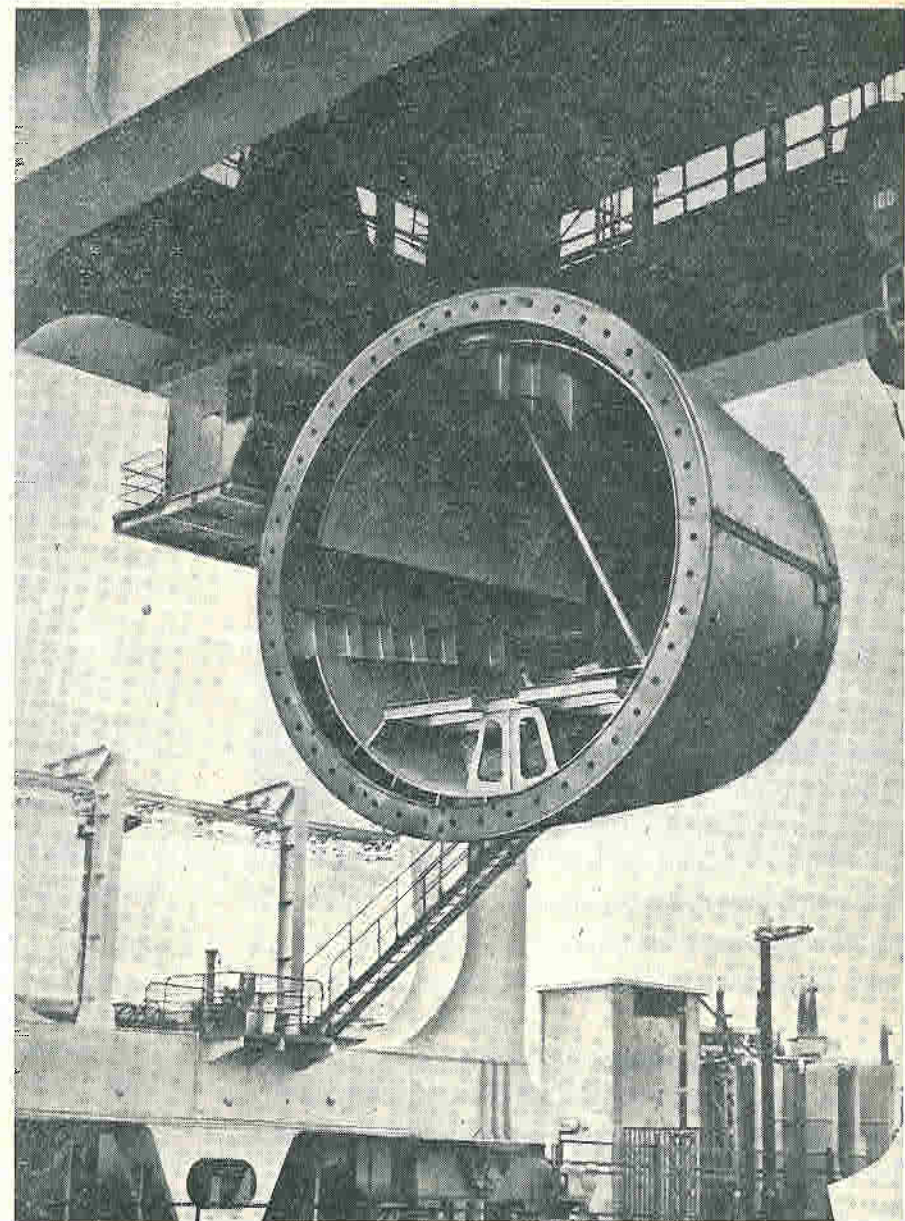


Рис. 202. Передняя часть капсулы переносится в кратер агрегата

Fig. 202. Bulb head portion is handled to unit pit

Последовательность и приемы монтажа здесь могут быть приняты следующие: после набора необходимой прочности бетона, которым бетонируются анкерные плиты, трубы, облицовки и другие анкерные детали, в кратер агрегата опускается укрупненный узел передней части капсулы (рис. 202), которая для удобства дальнейших работ после опускания несколько отодвигается от своего проектного положения в направлении против потока воды. После капсулы в кратер опускается статор турбины, который у агрегатов Киевской ГЭС имеет массу 130 т. Он кантуется (рис. 203) и монтируется также целым узлом (рис. 204). Статор после центрирования в плане и относительно геодезической оси агрегата, а также крепления к закладному кольцу принимается за исходную базу для дальнейшего монтажа.

Если позволяет время, то статор можно забетонировать отдельно, но в этом случае монтаж последующих узлов производится лишь тогда, когда бетон наберет необходимую прочность.

Sequence and methods of installing may be as follows: once the concrete used in concreting the anchor plates, sleeves, liners, and other anchor embedments, has attained the required strength, the bulb head portion is lowered into the pit (Fig. 202). The head portion assembly has to be moved upstream from its final position to facilitate the installation work. Next the stay ring is lowered into the pit. On the Kiev hydropower units, it weighs 130 t. The stay ring is turned (Fig. 203) and erected in one piece (Fig. 204). After the alignment of the stay ring in plan and to the geodetic axis of the unit and fixing it to the embedded ring, it is taken as reference for subsequent installation operations.

If time allows, the stay ring can be concreted separately, but in this case the next parts may be installed only after concrete has attained the required strength.

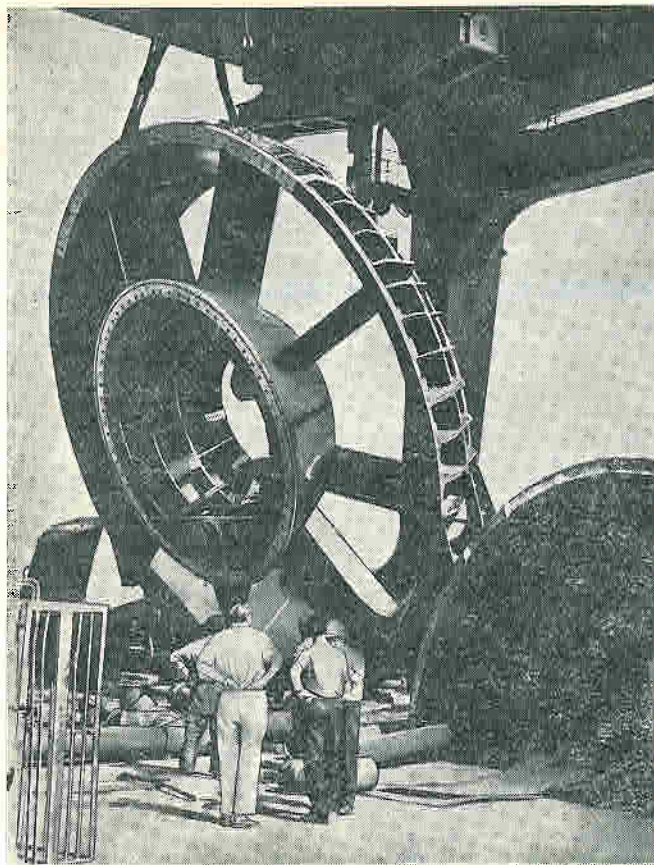


Рис. 203. Кантовка статора турбины
Fig. 203. Turning of turbine stay ring

Следующим монтируемым узлом является укрупненный узел, состоящий из камеры рабочего колеса, фундаментного кольца и конуса отсасывающей трубы. Этот укрупненный узел после опускания в кратер, для удобства последующих работ, отодвигается в направлении потока воды. Для опускания нижней половины направляющего аппарата необходимо снять верхнюю часть камеры рабочего колеса, так как без этого первую не удастся завести и поставить на место. Нижняя половина направляющего аппарата опускается в кратер с помощью специальной траверсы при раскрепленном наружном кольце к внутреннему специальными фаркопами или разварки прихватками лопаток к наружному и к внутреннему кольцу. Нижняя половина направляющего аппарата после центрирования крепится со статором турбины.

Перед опусканием в кратер укрупненного блока агрегата верхние половины камеры рабочего колеса, фундаментного кольца и 1/4 статора турбины убираются на сборочную площадку. В кратер агрегата устанавливаются нижняя часть опоры турбинного подшипника с нижней частью вкладыша, монтажные колонны, нижние растяжки и приспособление

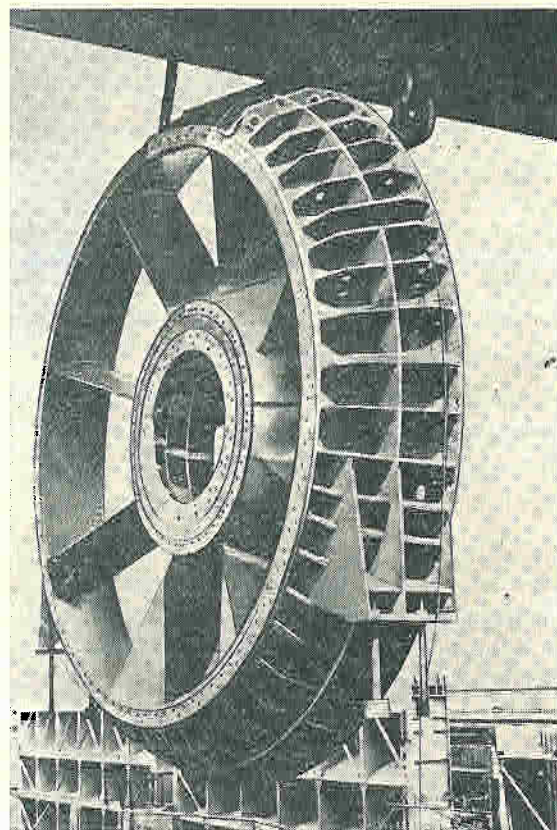


Рис. 204. Статор турбины переносится в кратер агрегата для установки на фундамент
Fig. 204. Turbine stay ring is handled to unit pit to be installed on foundation

The next unit to be installed is the assembly consisting of the runner chamber discharge ring and draft tube cone. On lowering this assembly into the pit, it has to be moved downstream from its final position to facilitate the installation work. The upper part of the runner chamber must be removed because otherwise it is impossible to bring in and install the bottom half of the wicket gates in place. The bottom half of the wicket gates is handled in position with the aid of a special lifting beam and with the outer wicket gate ring fastened to the inner ring by means of special fasteners or by tack welding the vanes to the inner and outer rings. Upon the completion of alignment, the lower half of the wicket gates is coupled to the stay ring.

Prior to lowering the enlarged unit assembly into the pit, the upper halves of the runner chamber discharge ring and a quarter of the stay ring are removed back to the assembly floor. Next installed in the pit are the lower part of the turbine bearing support with the lower half of the bearing shell, erection pedestals, lower braces, and fixtures for supporting the runner. At the Kiev hydroelectric plant, the enlarged unit

для опирания рабочего колеса. Укрупненный блок агрегатов Киевской ГЭС (он имеет массу 350 т) с помощью крана и специальной траверсы (рис. 205) доставлялся к месту установки и опускался через монтажный проем в кратер агрегата. Центрируют блок буртиком на статоре генератора по заточке на статоре турбины и сопрягаемым отверстиям в обоих статорах, затем блок опускают на нижний вкладыш опорного подшипника турбины и на монтажные колонны.

После стыковки статора генератора со статором турбины и крепления опор промежуточного кольца с монтажными опорами в кратер устанавливаются снятые верхние половины камеры рабочего колеса с фундаментным кольцом и направляющего аппарата (рис. 206), а также верхнюю половину промежуточного кольца, пристыковывается передняя часть капсулы и устанавливаются растяжки. Установка растяжек, или, точнее, получение в них равномерного напряжения — весьма серьезная операция, о которой следует сказать несколько подробнее. Придание растяжкам равномерного усилия достигается следующим образом. Гайки на растяжках в холодном состоянии предварительно затягиваются примерно равными усилиями. Затем методом индукционных потерь все растяжки одновременно нагревают до заданной расчетом температуры. На удлиненных от нагрева растяжках все гайки подтягиваются на заданный угол, пропорциональный длине каждой растяжки. Контроль напряжений в растяжках производится замерами величин удлинения на определенных участках. Если при замерах обнаружится неравномерность усилий, опыт повторяется.

После крепления растяжек и опирания ротора агрегата на свои опорные подшипники производится комплексное центрирование всего гидроагрегата, которое следует рассмотреть отдельно.

assembly (weighing 350 t) was handled with the aid of a crane and a special lifting beam (Fig. 205) and it was lowered into the pit through the erection opening. The unit assembly is centered by aligning the pilot fillet on the stator to the recess on the stay ring and by squaring up the holes on the stator and stay ring. Then the unit assembly is lowered into the lower half of the turbine bearing and on the erection pedestals.

After joining the stator with the stay ring and fixing the intermediate ring supports with the erection pedestals, the upper halves of the runner chamber discharge ring and wicket gates are transferred back into the pit (Fig. 206). The upper half of the intermediate ring is also installed in place. The head portion is coupled to the bulb and braces are installed. Installation of the braces or more exactly its uniform tensioning is rather a critical operation which should be discussed in more detail. Uniform tensioning is achieved by the following method. Nuts on the braces are uniformly tightened up in cold state. Then all the braces are heated by the induction loss method to a temperature specified by calculations. All the nuts on the braces elongated due to heating are tightened up through a pre-set angle proportional to the length of each brace. Tensioning of the braces is checked by measuring the magnitude of elongation at certain sections. If measurements reveal non-uniform tightening, the operation must be repeated.

On fixing the braces and lowering the unit rotating part onto the journal bearings, the entire unit undergoes complex alignment which should be discussed separately.

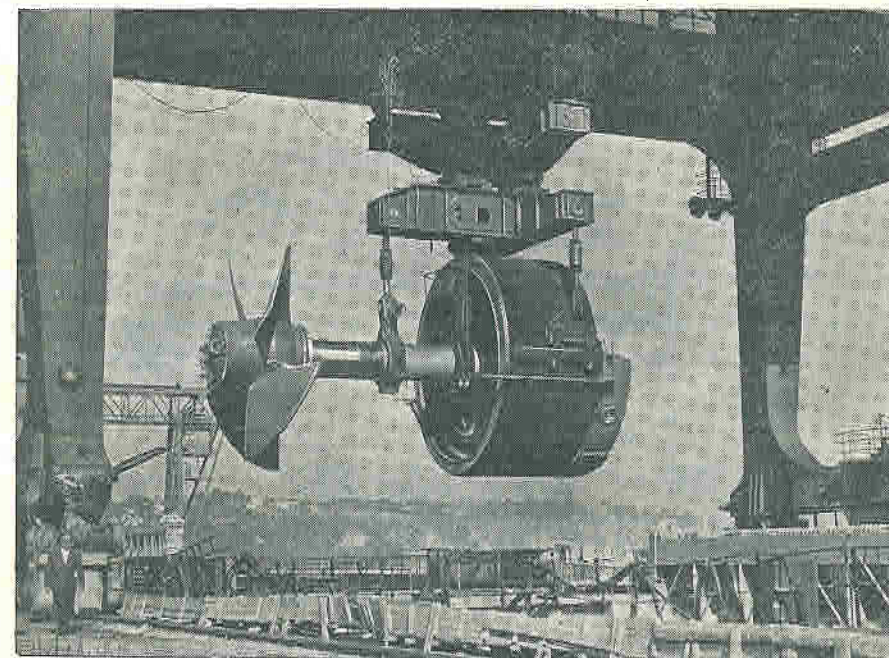


Рис. 205. Укрупненный блок агрегата переносится в кратер агрегата

Fig. 205. Enlarged unit block is handled to unit pit

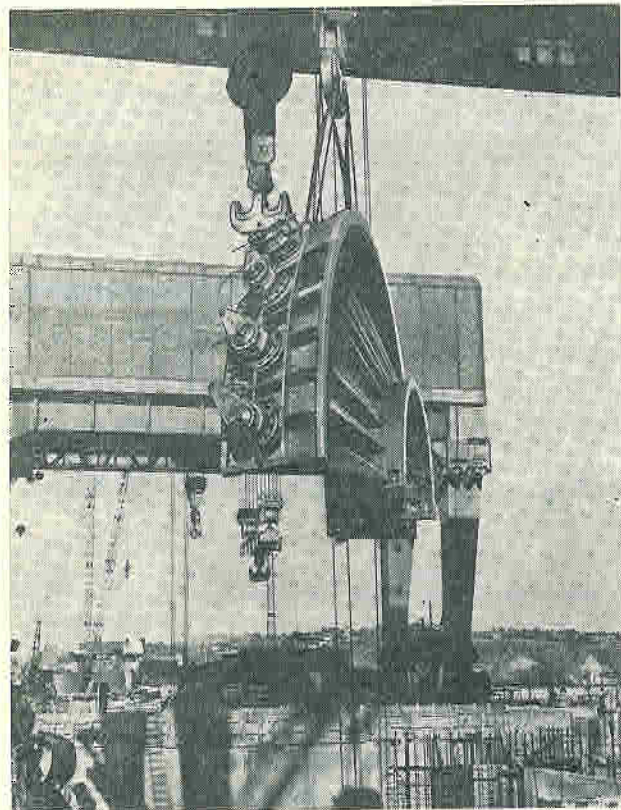


Рис. 206. Верхняя половина узла направляющего аппарата монтируется после установки укрупненного блока в кратер

Fig. 206. Upper section of wicket gate is assembled after installation of enlarged block in the pit

Комплексное центрирование гидроагрегата производится следующим образом.

За счет регулируемых прокладок между опорными плоскостями вкладыша подшипника 1 (рис. 207) и опорной подушки 2, имеющей другую опорную поверхность — сферическую, устанавливается ротор генератора в статоре, так что зазоры между

ротором и статором по всей длине противоположных полюсов будут наиболее равномерные.

Рабочее колесо турбины при этом занимает какое-то определенное положение, которое в дальнейшем явится исходной базой для центрирования и окончательной установки узла камеры рабочего колеса с фундаментным кольцом и конусом отсасывающей трубы.

Окончательная проверка правильности центрирования подвижных и неподвижных узлов производится, как и обычно, при поворотах ротора, о чем подробно сказано в разделе Д § 6-5. По окончании проверки центрирования узлов гидроагрегата и окончательного раскрепления анкерных часей к камере, фундаментному кольцу и конусу отсасывающей трубы весь узел закладных частей сдается под бетонирование.

Complex alignment of the hydropower unit is performed in the following way.

The rotor is aligned with respect to the stator by shimming between bearing shell 1 (Fig. 207) and saddle 2 with a spherical supporting surface on the bottom side, to secure a uniform air gap over the entire length of the opposite poles.

In the process, the runner assumes a certain position which will serve as a reference in centering and final positioning of the runner chamber with the discharge ring and draft tube cone.

The final check of the stationary and rotating parts for alignment is made by rotating the rotor as described in detail in Subsection E of Section 6-5. On checking the unit components for alignment and finally securing the anchor parts to the runner chamber discharge ring and draft tube cone, to entire assembly of embedments is released for concreting.

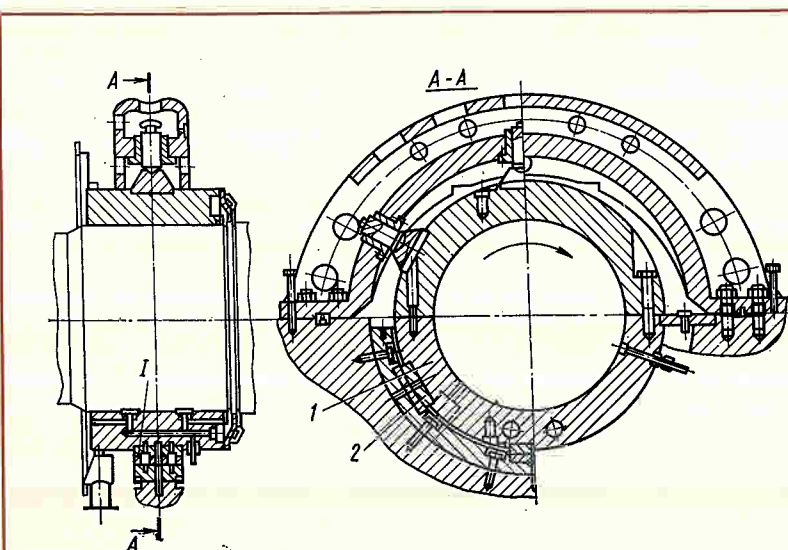


Рис. 207. Разрез по опорному подшипнику 1 — сфера

Fig. 207. Section through journal bearing 1 — sphere

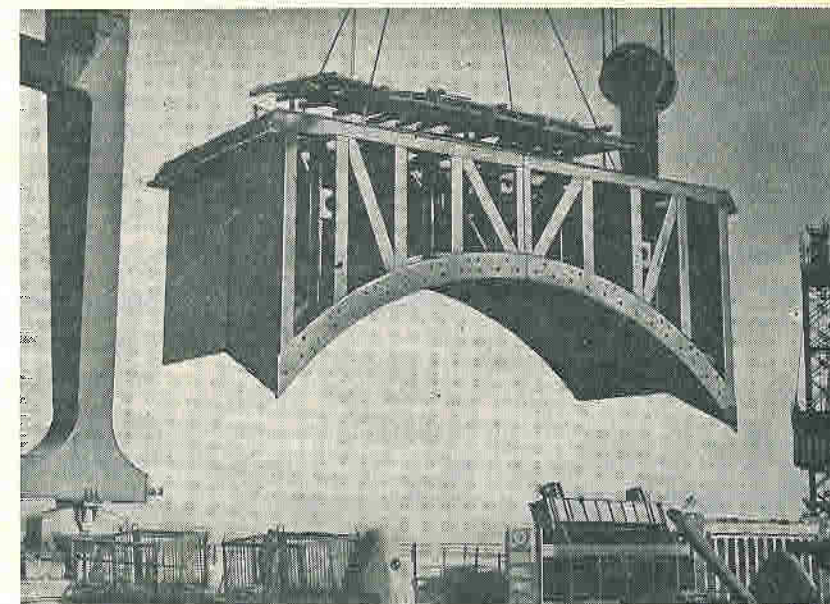


Рис. 208. Установка перекрытия монтажного проема

Fig. 208. Installation of hatch cover

В период, когда производится бетонирование и бетон набирает необходимую прочность, заканчиваются монтажные работы, производимые непосредственно в капсуле, как-то: окончание сборки подшипниковых узлов, установка уплотнений, трубопроводов, воздухопроводов, воздухоразделяющих щитов, электроподводка термоконтроля и другие, а также заканчивается монтаж системы регулирования и устанавливается перекрытие монтажного проема и проходной колонны. Перекрытие монтажного проема монтируется также крупным узлом (рис. 208). Этими работами и заканчивается монтаж гидроагрегата. Общий вид смонтированного горизонтального капсульного гидроагрегата показан на рис. 209.

Предпусковые и пусковые работы по агрегатам рассматриваются отдельно в гл. 8.

Д. МОНТАЖ ОДНОВАЛЬНЫХ КАПСУЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ С ПОЭТАПНЫМ БЕТОНИРОВАНИЕМ ЗАКЛАДНЫХ ЧАСТЕЙ

Способ монтажа капсульных гидроагрегатов с поэтапным бетонированием закладных частей является менее рациональным по сравнению со способом, только что рассмотренным в разделе Г настоящего параграфа. Однако в некоторых случаях, определяемых как конструкцией гидроагрегата, так и принятой схемой производства строительных работ, он может применяться. Суть этого способа сводится к следующему.

В кратере агрегата вначале монтируется и бетонруется статор турбины. При этом за исходную базу при центрировании статора принимаются геодезические оси агрегата, из которых продольная ось совпадает с осью ранее забетонированных опор растяжек.

While concreting is carried out and the concrete attains the required strength, the following erection operations are completed within the bulb: assembly of the bearings, installation of the seals, pipings, air ducts, air baffles, temperature control wiring, etc. At the same time, installation work is completed on the regulation system and generator hatch cover and access tube cover plate. The hatch cover is installed as an integral assembly (Fig. 208). Installation of the hydropower unit terminates with these operations. For a general view of the installed bulb unit see Fig. 209.

Pre-starting and commissioning operations on the hydropower units are discussed separately in Chapter 8.

Е. INSTALLATION OF SINGLE-SHAFT BULB UNITS WITH STAGED CONCRETING OF EMBEDDED PARTS

The method of installing bulb units with staged concreting of embedded parts is less rational as compared to that discussed in Subsection D of this Section. However, this method can find application in some cases which are governed both by the construction of the unit and adopted scheme of work execution. This method consists in the following.

Erected and concreted first in the unit pit is the stay ring. The geodetic axes of the unit of which the longitudinal axis coincides with the center of previously concreted brace supports, are taken as basic reference in the alignment of the stay ring.

После набора бетона необходимой прочности, принимая ось и поверхность расточки статора за базу, монтируются камера рабочего колеса, конус отсасывающей трубы и фундаментное кольцо. Эти узлы могут монтировать сразу одним блоком, собранным на сборочной площадке. Для исключения возможных ошибок при установке и центрировании этих узлов по статору целесообразно временно устанавливать узел направляющего аппарата и компенсационное кольцо.

При этом комплексе раскрепленные к выпускам арматуры монтируемые узлы сдаются под бетон. Как только бетон набирает необходимую прочность, верхние части кольцевых деталей можно снимать для возможности опускания в кратер укрупненного блока.

Дальнейший монтаж производится тем же порядком, который рассмотрен в разделе Г настоящего параграфа. Исключением является то, что здесь при центрировании ротора агрегата за исходную базу берется уже забетонированная камера рабочего колеса турбины.

Е. ОТЛИЧИТЕЛЬНЫЕ ОСОБЕННОСТИ МОНТАЖА ДВУХВАЛЬНЫХ КАПСУЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Двухвальные капсульные гидроагрегаты, так же как и одновальные, могут монтироваться любым из способов, рассмотренных в разделах Г и Д настоящего параграфа.

Отличительной особенностью работ при любом способе монтажа двухвальных гидроагрегатов является то, что здесь вместо одного укрупненного блока, как это имеет место при монтаже одновальных агрегатов, в кратер после установки и бетонирования статора турбины устанавливаются раздельно два блока — блок ротора турбины и блок генератора, в составе статора, ротора с валом, переходного кольца с обоймой подшипника и подпятника.

Работы по центрированию гидроагрегата здесь сложнее и выполняются они в два этапа. В первом центрируется вал генератора к валу турбины, а во втором после спаривания валов производится центрирование всего гидроагрегата. Все остальные работы по монтажу узлов и деталей агрегата выполняются способами, аналогичными рассмотренным в разделах Г и Д настоящего параграфа. Обмотки статора с непосредственным водяным охлаждением монтируются способом, аналогичным рассмотренному в § 5-6.

Once the concrete has attained the required strength, the runner chamber discharge ring and draft tube cone are installed with the stay ring bore taken as a reference. These parts can be installed in one assembly put together on the assembly floor. To preclude possible errors in the installation and alignment of these parts to the stay ring it is wise to install temporarily the wicket gates assembly and the wearing ring.

The parts secured to the reinforcing bars are released for concreting. As soon as the concrete has attained the required strength, the upper sections of the annular elements can be removed to lower the enlarged unit assembly into the pit.

Subsequent installation operations are conducted in the order described in Subsection D of this Section with the exception of the fact that here the unit rotating parts are aligned to the concreted runner chamber.

Г. INSTALLATION OF DOUBLE-SHAFT BULB UNIT

Similar to single-shaft bulb units, the double-shaft ones can be assembled and installed by any of the methods described in Subsections D, E of this Section.

Whatever method adopted for the installation of the double-shaft bulb units, however, peculiarity lies in the fact that instead of one assembly, as is the case with single-shaft units, two separate assemblies are lowered into the pit (runner and shaft assembly and generator assembly consisting of the stator, rotor with shaft, intermediate ring with bearing cage, and thrust bearing) after concreting the stay ring.

Alignment operations are more complex and they are conducted in two stages. First the generator shaft is centered to the turbine shaft. During the second stage, the shafts are coupled and alignment of the entire unit is performed. The remaining work on the installation of the parts and components is performed by methods similar to those discussed in Subsections D, E of this Section. Water-cooled stator windings are installed by the method similar to that discussed in Section 5-6.

7. МОНТАЖ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ГИДРОТУРБИН И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

7-1. НАЗНАЧЕНИЕ РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ГИДРОТУРБИН И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Подробное рассмотрение вопросов регулирования скорости вращения гидротурбин читатель найдет в специальной литературе, здесь же мы укажем лишь на основные принципы регулирования скорости вращения, знание которых необходимо для осмысленного монтажа гидроагрегатов и их пусковых испытаний.

Автоматический регулятор скорости вращения гидротурбин — это система электрически, кинематически и гидравлически связанных между собой механизмов, сети трубопроводов и других устройств.

Вырабатываемая гидроагрегатами электроэнергия должна иметь постоянную частоту тока, равную 50 Гц. Правила технической эксплуатации электростанций и сетей допускают отклонения от этой величины не более чем на $\pm 0,2\%$.

Частота тока должна выдерживаться даже тогда, когда гидроагрегат работает на отдельную сеть, так как все электропотребители, а следовательно, и технические процессы строятся в расчете на эту частоту.

Зависимость между скоростью вращения гидроагрегата и частотой тока f выражается формулой:

$$n = \frac{f \cdot 60}{p} \text{ об/мин.}$$

Из этого равенства видно, что при постоянном числе пар полюсов p поддерживать постоянную частоту тока f можно лишь путем поддержания на одном уровне скорости вращения гидроагрегата n . А последняя может быть постоянной в том случае, если движущий момент $M_{дв}$ на валу гидроагрегата будет равен моменту сопротивления M_c , т.е. при $M_{дв} = M_c$.

Движущий момент, передаваемый валу гидроагрегата, создается потоком воды, проходящим через рабочее колесо гидротурбины. Момент сопротивления представляет собой сумму момента электрического, который составляет полезную нагрузку генератора, и моментов, вызываемых, во-первых, сопротивлением трению в подшипниках, подпятнике и в вентиляции гидроагрегата, во-вторых, электрическими потерями и пр.

При работе гидроагрегата под нагрузкой непрерывно происходит нарушение равенства моментов движущего и сопротивления, так как полезная нагрузка на агрегате то и дело подвергается изменению из-за отключения или присоединения различного рода потребителей, в то время как движущий момент на валу агрегата в начальный период изменения полезной нагрузки остается неизменным.

В любой момент работы гидроагрегата существует следующее равенство:

7-1. HYDRAULIC TURBINE SPEED GOVERNORS. PURPOSE AND CLASSIFICATION

The problems of speed regulation of hydraulic turbines are considered in detail in special publications. This chapter deals only with basic principles of speed regulation that may be required for proper installation of hydropower units and for pre-start tests.

The automatic hydraulic-turbine speed governor is a system of electrically, kinematically and hydraulically connected mechanisms, piping, and miscellaneous devices.

Power generated by hydropower units shall have a constant frequency of 50 Hz. Permissible deviations from this value, according to the Regulations for operation and maintenance of power stations and grids, shall not exceed $\pm 0.2\%$.

The above frequency shall be maintained even when the unit is connected to an isolated network, because all power consumers and, hence, all the production processes are designed for the above frequency.

The unit speed — frequency (f) relationship is expressed by the formula:

$$n = \frac{f \times 60}{p} \text{ r.p.m.}$$

From the equation it is seen that at a constant number of pole pairs p the constant frequency f can be maintained only by keeping the unit speed n at the same level. The n value can be maintained constant only if the running torque T_r on the unit shaft is equal to the drag torque T_d , i.e. if $T_r = T_d$. The running torque transmitted to the power unit shaft is created by the water flow passing through the turbine runner. The drag torque is a sum of the electric torque (being the net load of the generator) and the torques caused by (a) friction in the guide bearings, thrust bearing and by windage in the unit, (b) by electrical losses, etc.

When the unit is running under load the equality between the running and drag torques is disturbed all the time, since the net load on the unit is continually changing due to switching off/on different consumers, while the running torque on the shaft of the hydropower unit at the initial moment of change of the net load remains constant.

The following equation is valid for any operation moment of the hydropower unit:

$$M_{\text{дв}} = M_c + j \frac{dw}{dt},$$

где j — момент инерции ротора гидроагрегата; w — угловая скорость вращения гидроагрегата.

Если в процессе работы гидроагрегата под нагрузкой произошло уменьшение полезной нагрузки, являющейся основной составляющей момента сопротивления, то равенство сразу же нарушится. Избыток движущего момента над равенством сопротивления пойдет на увеличение составляющей $j \frac{dw}{dt}$.

Но так как момент инерции у данного гидроагрегата является практически величиной постоянной, то произойдет увеличение dw/dt , а следовательно, и числа оборотов в единицу времени. Так как число оборотов гидроагрегата из условий постоянства частоты тока изменять невозможно, то, следовательно, надо изменять левый член равенства, т.е. $M_{\text{дв}}$, или, вернее, изменить мощность гидротурбины, уменьшив доступ воды к рабочему колесу, что достигается частичным прикрытием лопаток направляющего аппарата. Эту работу и выполняют органы системы регулирования.

Таким образом, система регулирования скорости турбины предназначена для поддержания постоянной скорости вращения гидроагрегата при изменяющихся нагрузках.

Следует отметить, что механизмы системы регулирования скорости вращения гидротурбины обладают определенной инерцией, в силу чего при изменении нагрузки на генератор они не могут произвести мгновенного изменения расхода воды, подводимой к рабочему колесу гидротурбины.

Значительную помощь системе регулирования в части поддержания постоянства числа оборотов при изменении нагрузок на агрегат в начальный период регулирования оказывает маховой момент ротора агрегата, который препятствует быстрому изменению скорости вращения гидроагрегата. Численное значение махового момента представляет собой произведение веса ротора G (в тоннах) на квадрат диаметра инерции D (в метрах) вращающихся частей гидроагрегата относительно оси вращения. Чем больше маховой момент при заданной скорости вращения, тем меньше подвержен агрегат изменению скорости при изменении нагрузки. Однако увеличение махового момента требует увеличения либо веса ротора генератора, либо его диаметра. Вообще же величина махового момента определяется из условий регулирования и режимов работы энергосистемы.

По способу подачи масла под давлением к регулируемому органу регуляторы подразделяются на проточные и котельные. Проточные применяются на мелких турбинах, а котельные — на крупных. В проточных регуляторах масло под давлением к золотнику, а от него к сервомотору подается непосредственно непрерывно вращающимся насосом. В

$$T_r = T_d + j \frac{dw}{dt},$$

where j is moment of inertia of generator rotor; ω is angular speed of the hydropower unit.

If during the operation of the hydropower unit under load, the net load (which is the main component of the drag torque) decreases, the equation is disturbed immediately. The excess running torque over the drag

torque will increase the component $j \frac{dw}{dt}$. However,

since the inertia moment of the given hydropower unit is practically a constant value, the dw/dt component and, consequently, the rotational speed per time unit, will increase. Since the rotational speed of a hydropower unit cannot be changed proceeding from the condition that frequency is to be constant, it is necessary to change the left term of the equation, i.e. T_r , or rather to change the turbine capacity by decreasing the amount of water reaching the runner, which can be done by partially closing the wicket gates. This is just the function of the governing system mechanisms.

So, the speed governing system of the hydraulic turbine is designed to keep constant the hydropower unit speed under varying loads.

It should be noted that the governing system mechanisms feature a certain inertia owing to which in case of a change in the generator load they cannot at once change the water flow admitted to the turbine runner.

During the initial period of regulation, the rotational speed is maintained constant at a change in the load on the unit due to the flywheel torque of the rotor which prevents rapid change of the hydropower unit speed. The numeric value of the flywheel torque is the product of the rotor mass G (in tons) times the square of inertia diameter D (in meters) of the rotating parts of the hydropower unit about to the axis of rotation. The greater the flywheel torque at a preset rotational speed the lesser the power unit is susceptible to speed variation with load. However, an increase in flywheel torque requires either an increase in the generator rotor mass or an increase in its diameter. In general, the flywheel torque depends upon the regulation conditions and power grid operating conditions.

The governors differ in design (once-through and oil-pressure tank types) depending upon the method of oil supply under pressure to the governing element. The once-through governors are installed on small turbines while the oil-pressure tank governors are used for large turbines. In the once-through governors oil is supplied under pressure to the governor valve and

этом типе регуляторов распределительный золотник имеет тарелку по высоте несколько меньше высоты рабочих окон в корпусе золотника (отрицательное перекрытие), в силу чего часть масла от насоса непрерывно уходит через золотник в сливной бак, не производя полезной работы.

В регуляторах котельного типа масло из бака маслонапорной установки насосом подается в аккумулятор давления, представляющий собой масло-воздушный котел. Из котла масло расходуется на движение поршня сервомотора, совершаемое при открытии или закрытии направляющего аппарата при регулировании скорости вращения агрегата, а также при пусках его и остановках. Кроме того, масло из котла расходуется и на другие операции по управлению агрегата и вспомогательными устройствами. Распределительный золотник котельного регулятора имеет положительное перекрытие, т.е. высота его тарелки несколько больше, чем высота рабочих окон корпуса золотника.

По числу выполнения функций регуляторы подразделяются на регуляторы, воздействующие на один регулирующий орган, и на регуляторы, воздействующие на два или более регулирующих органов.

По принципу регулирования маятника при изменении режима работы агрегата регуляторы подразделяются на регуляторы, действующие по скорости, и регуляторы, действующие по скорости и ускорению. В первых маятник реагирует только на изменение скорости, а во вторых — на изменение скорости и ускорения.

Регуляторы, действующие по скорости и ускорению, быстрее реализуют импульс, подаваемый на изменение нагрузки, так как в первый момент переходного процесса ускорение сразу же приобретает максимальное значение, в то время как скорость в этот момент изменяется весьма незначительно.

По конструктивному исполнению регуляторы можно подразделить на гидромеханические и электрогидравлические. В гидромеханических регуляторах все чувствительные, управляющие и исполнительные механизмы являются механическими и гидравлическими. В регуляторах электрогидравлических все несилловые элементы представлены в виде различных электрических устройств, а силовая часть является гидромеханической. Современные крупные гидроагрегаты оборудованы котельными гидромеханическими и электрогидравлическими регуляторами. При этом электрогидравлические, как в СССР так и за рубежом, за последнее время стали находить себе самое широкое применение.

Ниже в § 7-2 рассмотрим несколько принципиальных схем регулирования.

therefrom it is passed directly to the servomotor by a continuously rotating pump. In the governor of this type the height of the distributing valve head is somewhat less than that of the parts in the valve body (negative overlapping) and owing to this a part of the oil from the oil pump escapes continuously through the valve into the sump tank, thus being wasted.

In the oil-pressure tank governors oil is pumped from the oil-pressure tank to the pressure accumulator tank which is an air-oil pressure vessel, wherefrom the oil is supplied under the servomotor piston which moves at opening or closing of the wicket gates, while regulating the unit speed and also at start and stop of the unit. Besides, the oil is also consumed for other control operations on the unit and its auxiliaries. The distributing valve of the oil-pressure tank governor features a positive overlapping, i.e. the height of the valve head is a little bit greater than that of parts in the valve body.

Depending on the number of functions performed the governors are subdivided into those acting on one regulating member and governors acting on two or more regulating members.

Depending on the principle of pendulum regulation when the operating conditions of the unit change, the governors are subdivided into speed responsive governors and speed and acceleration responsive governors. In the former case, the pendulum responds only to a change in speed and in the latter, to a change in speed and acceleration.

The speed and acceleration responsive governors are quicker to actuate on receiving a load change pulse, because at the first moment of the transient the acceleration immediately reaches its maximum, while the speed at the same moment changes negligibly.

According to mechanical design, the governors can be subdivided into actuator-type and electrohydraulic ones. In the actuator-type governors all sensing, control and actuating mechanisms are mechanically and hydraulically driven. In electrohydraulic governors all sensing and controlling elements are electrical devices of various types and the driving elements are hydro-mechanical devices. The modern large hydraulic units are equipped with oil-pressure tank actuator-type and electrohydraulic governors. Electrohydraulic governors have found ever extending application in the USSR and abroad. Below given in Section 7-2 are the discussions of several schematic diagrams of speed governing systems.

7-2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

А. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА РЕГУЛЯТОРА КОТЕЛЬНОГО ТИПА С ИЗОДРОМНЫМ ВЫКЛЮЧАТЕЛЕМ

Регулятор котельного типа с изодромным выключателем и одинарным действием воздействует только на один регулирующий орган, который изменяет количество пропускаемой через гидротурбину воды (рис. 210). Регулирование количества пропускаемой через гидротурбину воды здесь производится изменением величины открытия лопаток направляющего аппарата.

Регуляторы такого типа устанавливаются на гидроагрегатах с радиально-осевыми и пропеллерными гидротурбинами и состоят из следующих основных узлов: центробежного маятника 5, распределительного золотника 2, сервомотора направляющего аппарата 3, маслonaпорной установки 1, выключателя с изодромным механизмом 4. Рассмотрим действие каждого из этих узлов при изменении нагрузки, т.е. в процессе регулирования.

Центробежный маятник представляет собой чувствительный элемент, вращающийся синхронно с гидроагрегатом. Он реагирует на изменение скорости вращения гидроагрегата при изменении нагрузки, приводя в соответствие движущий момент на валу гидротурбины с моментом сил сопротивления.

При изменении скорости вращения агрегата маятник через рычажную систему воздействует на распределительный золотник, перемещая его в ту или другую сторону, благодаря чему и обеспечивается доступ масла под давлением из котла маслonaпорной установки в соответствующую полость сервомотора направляющего аппарата. Свое вращение маятник получает от гидроагрегата через ременную, зубчатую или электрическую передачу. Современные гидроагрегаты, работающие в энергосистемах, обычно имеют электрическую передачу. В ней питание к электродвигателю маятника подается от специального генератора переменного тока. Ротор этого генератора обычно бывает насажен на одном валу с ротором главного генератора и имеет полюсы с постоянными магнитами. Этот специальный генератор носит название пендель-генератора. Иногда ротор пендель-генератора получает вращение от вала гидроагрегата через зубчатую или другую передачу.

Не рассматривая все возможные конструкции маятников, ограничимся лишь двумя замечаниями, касающимися этих конструкций: все маятники работают от воздействия центробежных сил и расходящихся грузов и все маятники имеют очень малое сопротивление трению в их отдельных парах. Последнее обстоятельство обуславливает их сравнительно высокую чувствительность к изменению скорости вращения гидроагрегата.

Распределительный золотник состоит из корпуса, имеющего форму цилиндра, и

7-2. SPEED GOVERNING SYSTEM SCHEMATIC DIAGRAMS

A. SCHEMATIC DIAGRAM OF OIL-PRESSURE TANK SPEED GOVERNOR WITH PI-SWITCH

The single-action speed governor of the oil-pressure tank type incorporating a proportional plus integral action switch (PI switch) acts only on one regulating member which regulates the amount of water to be passed through the turbine (Fig. 210) by changing the wicket gate opening.

The governors of this type are installed on hydropower units with radial-axial and propeller hydraulic turbines and consist of the following main parts: flyball 5, distributing slide valve 2, wicket gate servomotor 3, oil-pressure plant 1, PI-switch 4.

Given below is the action of each of these parts under conditions of load change, i.e. in the process of speed control.

The flyball is a sensitive element rotating synchronously with the hydropower unit. It responds to variations in the rotation speed of the unit at load change and makes the running torque on the shaft follow the drag torque.

When the speed of the unit changes, the flyball acts through the linkage on the distributing slide valve displacing it to either side, thus admitting oil supplied under pressure from the oil-pressure tank to the respective space of the servomotor cylinder. The flyball actuated through a belt drive, gears, or an electric shaft from the power unit. On modern generating units operating in power grids an electric shaft is usually preferred. In this system the flyball electric motor is fed with current from a separate a.c. generator. The rotor of this generator is usually fitted on the main generator rotor shaft and is equipped with permanent magnet poles. This special generator is called regulator generator and is in some cases driven by a gear or other drive from the hydropower unit shaft.

We shall not consider all possible types of flyballs and restrict ourselves to two comments relating to the designs of flyballs: all flyballs are actuated by centrifugal forces and flyweights moving outward and all flyballs feature insignificant friction resistance in friction pairs. The latter circumstances assures their comparatively high sensitivity to the power unit speed change.

The distributing slide valve consists of a cylinder-shaped casing and a valve body

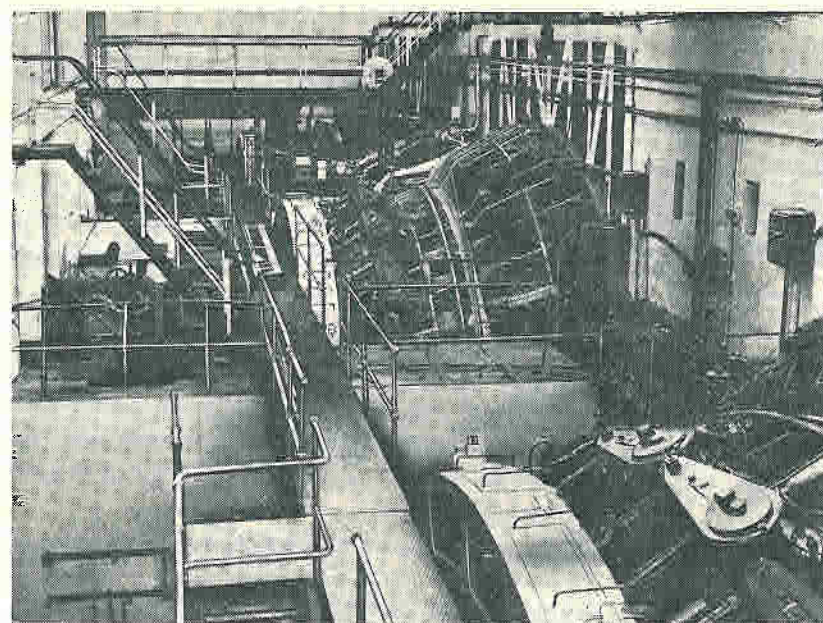


Рис. 209. Общий вид машинного зала Киевской ГЭС

Fig. 209. General view of turbine hall of Kievskaya hydroelectric power plant

тела золотника, расположенного внутри корпуса. Тело золотника представляет собой шток, на котором закреплено два диска. В полость между дисками из котла маслonaпорной установки подводится масло под давлением 20 кгс/см².

После воздействия маятника на золотник масло из этой полости через верхние или нижние окна цилиндра поступает в одну из полостей сервомотора направляющего аппарата; при этом другая полость соединяется со сливом. В это время направляющий аппарат гидротурбины начинает открываться или закрываться в зависимости от того, что произошло на агрегате (наброс или сброс нагрузки, или точнее, увеличение или уменьшение скорости вращения). Вся кинематика системы регулирования устроена так, что при установившемся режиме работы гидроагрегата, т.е. когда его обороты стабильны и равны номинальным, диски золотника располагаются в среднем положении, верхнее и нижнее окна закрыты и масло в сервомотор направляющего аппарата не поступает, вследствие чего поршень его находится в уравновешенном состоянии. Строго говоря, такого равновесия в процессе работы практически не бывает, так как всегда происходят какие-нибудь изменения.

Соотношение высот дисков и окон в корпусе золотника определяет величину перекрытия золотника, причем перекрытие может быть как положительным, так и отрицательным.

Положительным перекрытием считается такое, когда высота диска больше высоты окна в корпусе. При отрицательном перекрытии существует обратное неравенство. Большие (положительные) перекрытия уменьшают чувствительность регулятора, а малые

which is a rod with two disks fitted on it. Oil from the oil-pressure plant is supplied at a pressure of 20 kgf/cm² into the space between the disks.

After the distributing slide valve is actuated by the flyball, oil is admitted from this space through the upper and lower ports to one of the wicket gate servomotor spaces, while the other space is connected to the sump tank. The wicket gates start opening or closing depending on the situation (load-on or load-off, or rather, increase or decrease in speed). The kinematic chain of the governing system is designed so that under the steady-state operating condition of the unit, i.e. when its speed is stable and equals the rated value, the valve disks occupy the middle position, the upper and lower ports are closed and oil is not admitted to the servomotor, hence, its piston is balanced. Strictly speaking, such a balance is not attained during operation, because there are always changes taking place.

The relation of the height of disks and ports in the valve casing determines the degree of overlapping in the distributing valve; this overlapping may be either positive or negative.

The overlap is considered as positive when the height of the disk is greater than that of the ports in the casing; if the port height is greater than that of the disc the overlap is considered as negative. Great (positive) overlaps reduce the governor sensitivity, while

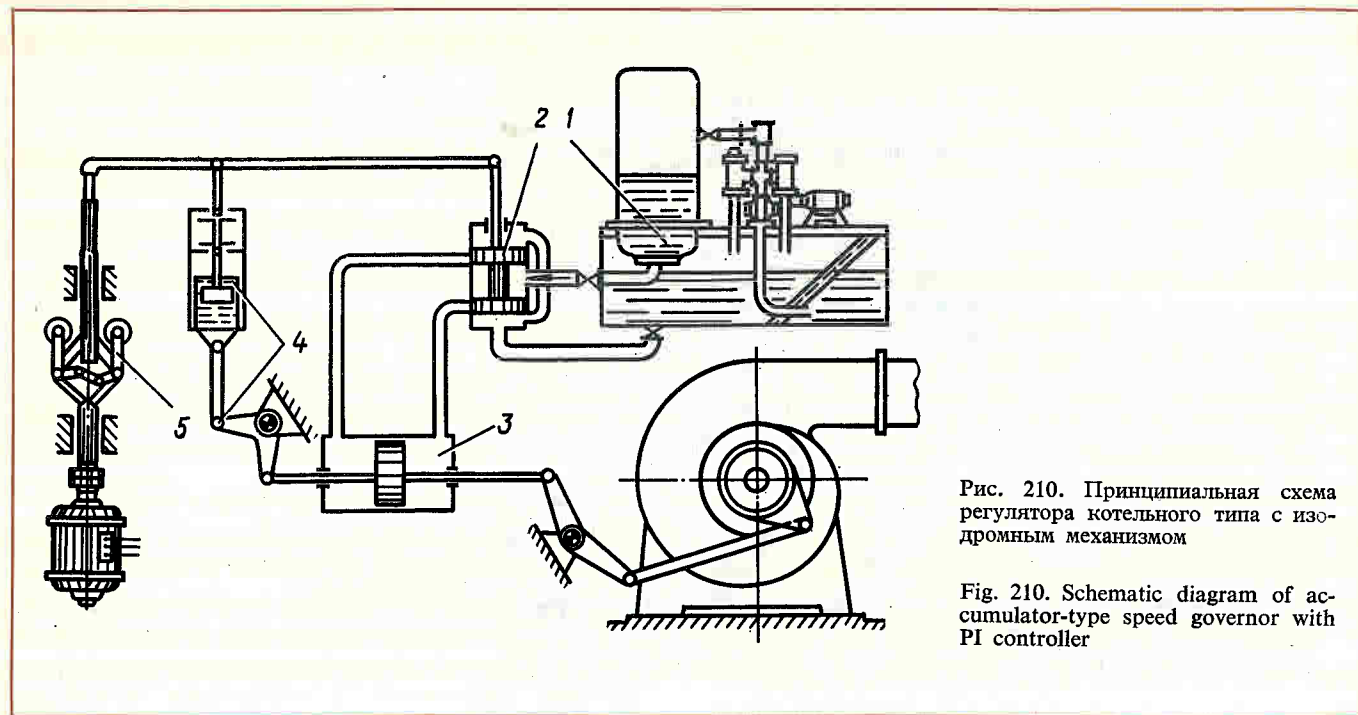


Рис. 210. Принципиальная схема регулятора котельного типа с изодромным механизмом

Fig. 210. Schematic diagram of accumulator-type speed governor with PI controller

увеличивают утечку масла и приводят к частым включениям насоса маслонапорной установки под нагрузку.

Сервомотор направляющего аппарата представляет собой цилиндр, с обеих сторон закрытый крышками. Внутри цилиндра размещен поршень, снабженный чугунными разрезными уплотнительными кольцами или кожаными манжетами. Поршень соединен со штоком, который проходит через отверстие в крышке цилиндра, имеющее соответствующее уплотнение. Другой конец штока соединен шарнирно с проушиной регулирующего кольца направляющего аппарата гидротурбины. Поворот лопаток направляющего аппарата в сторону закрытия или открытия производится с помощью рычагов, соединенных с регулирующими кольцом через серьги. Необходимые для поворота лопаток усилия зависят от напора на ГЭС, конструкций спиральной камеры и направляющего аппарата, от кинематики рычажных механизмов, посредством которых производится поворот лопаток, а также от величины открытия направляющего аппарата, при которой производится поворот лопаток. Кроме того, усилия зависят также от качества изготовления и монтажа узлов направляющего аппарата.

Обычно сервомотор направляющего аппарата устанавливают в шахте гидротурбины и закрепляют в бетоне или на крышке гидротурбины. В последнем случае его делают либо прямоосным, либо кольцевым (торовым). С точки зрения компоновки и монтажа гидроагрегатов наиболее удобен сервомотор, расположенный на крышке гидротурбины. На крупных гидроагрегатах должно быть, как правило, по два сервомотора.

small overlaps cause an increase in oil leakage with the result that the pump of the oil pressure plant is switched on more frequently.

The wicket gate servomotor is a cylinder closed with end plates on both sides. A piston moving inside the cylinder is provided with cast iron split seal rings or leather cups. The piston is connected with a reach rod passing through the hole in the cylinder that is provided with a seal. The other end of the reach rod is pivoted on the pinhole of the shifting ring of the wicket gate. The wicket gate vanes are opened or closed by means of levers connected by links with the shifting ring. Forces required to rotate the wicket gate depend on the head at the power plant, on the design of the scroll case and of the wicket gate, on the kinematics of the lever mechanisms which move the vanes and also on the opening of the wicket gate at which the vanes are operated. Besides, the forces depend on the workmanship of manufacturing and assembly of the wicket gates.

Usually, the wicket gate servomotor is installed in the turbine put and secured to the concrete or it is mounted on the turbine headcover. In the latter case it is either of straight or axial (toroidal) construction. From the view-point of arrangement and installation of the generating units the servomotor mounted on the headcover is most convenient. On large generating units two servomotors are installed as a rule.

Маслонапорная установка (МНУ) предназначена для питания маслом системы регулирования скорости вращения гидроагрегата, системы управления дисковыми, шаровыми или другими затворами, а также регуляторами давления (холостыми выпусками), системы торможения гидроагрегата и др. Масло обычно подается под давлением 20—30 кгс/см². Более подробно устройство отдельных узлов МНУ описано в § 7-3.

Описанию выключателя с изодромным механизмом предпослано несколько замечаний. Рассматривая действие распределительного золотника, мы уже указывали, что при установившемся режиме работы гидроагрегата, т.е. при неизменной нагрузке, а следовательно, и при неизменной скорости вращения, золотник находится в среднем положении и доступ масла к поршню сервомотора направляющего аппарата прекращен. Однако, как отмечалось, такого режима у регулирующих нагрузку гидроагрегатов практически не бывает, либо он существует очень кратко. Режим работы гидроагрегатов, регулирующих нагрузку, подвергается непрерывному изменению.

Представим себе, что на агрегате, работающем изолированно от сети, произошел сброс некоторой доли нагрузки. Как уже было установлено, гидроагрегат после этого сброса нагрузки проявит тенденцию к повышению скорости вращения, вследствие чего повысится скорость вращения маятника. Грузы маятника разойдутся в стороны на дополнительную величину, и маятник через рычажную систему (рис. 210) переместит золотник 2 вниз и откроет доступ масла в правую полость сервомотора направляющего аппарата. Поршень сервомотора под воздействием давления масла переместится в сторону закрытия, воздействуя через шток на регулирующее кольцо направляющего аппарата. Последнее повернется и через рычажную систему повернет на некоторый угол лопатки направляющего аппарата в сторону их закрытия, что уменьшит доступ воды к рабочему колесу гидротурбины.

Движение сервомотора в сторону закрытия будет происходить до тех пор, пока распределительный золотник 2 не займет своего среднего положения и не прекратит доступ масла в полость цилиндра сервомотора. Но так как вся система обладает какой-то инерцией, то произойдет некоторое излишнее перемещение поршня сервомотора, называемое перерегулированием. Для предотвращения излишнего перемещения поршня сервомотора направляющего аппарата и своевременного возвращения распределительного золотника в среднее положение, или иными словами, для недопущения явлений перерегулирования и обеспечения устойчивости регулирования, движение поршня сервомо-

The oil pressure plant supplies oil to the governing system, to the control system of the butterfly, spherical and other gate valves, to pressure regulators (waste water outlet), to the braking system of the generating unit, etc. Oil is usually supplied at a pressure of 20 to 30 kgf/cm². A more detailed description of separate elements of the oil-pressure plant is given in Section 7-3.

The PI-switch depends for its operation on a principle that can be best understood from the following discussion. When we considered the action of the distribution slide valve, we pointed out that under the steady-state condition of the hydropower unit, i.e. at a constant load and, hence, at a constant speed, the distribution slide valve is in the middle position and oil is not supplied to the wicket gate servomotor piston. It was stated, however, that such an operating condition does not practically occur on hydropower units regulating the load, and if it does, it lasts for a very short period of time. The operating conditions of the generating units regulating the load are constantly changing.

Let us assume that some load has been thrown off on the generating unit isolated from the grid. As has been already noted after the load has been thrown off, the generating unit tends to run faster causing an increase in the flyball rotation speed. The flyball weights will move apart through an extra length and the flyball through the levers and links (Fig. 210) will make distributing slide valve 2 move downward and admit oil into the right-hand wicket gate servomotor cylinder space. The piston under the effect of oil pressure will move it in the closing direction acting through the reach rod on the wicket gate shifting ring. The latter will move and through the lever system will make the wicket gates move through a certain angle for closing them by decreasing the amount of water admitted to the turbine runner.

The servomotor will continue to close the wicket gate until distributing slide valve 2 occupies its middle position and interrupts the oil supply to the servomotor cylinder space. Due to some inertia of the whole system an overtravel of servomotor piston will take place, which is called a transient overshoot. To prevent overtravel of the piston and to bring the distributing slide valve timely to the middle position, or, in other words, to prevent transient overshoot and to ensure the governing stability, the displacement of the

тора кинематически связывается с движением распределительного золотника.

Эта кинематическая связь носит название выключателя, или обратной связи. Обратная связь (рис. 210) может быть двоякой: шарнирно жесткой или с изодромным механизмом. Шарнирно жесткая обратная связь применяется только у регуляторов для гидроагрегатов мелких ГЭС, имеющих малоответственных потребителей, не требующих строгого соблюдения постоянной частоты. Такие регуляторы обладают существенным недостатком, заключающимся в том, что при увеличении нагрузки от нуля до максимума они после регулировки снижают скорость до 10%. Не рассматривая отдельно действия регулятора с жестким выключателем, мы легко сможем проследить за его работой и узнать его недостатки, изучив процесс регулирования по изодромной схеме. Для этого достаточно представить себе, что поршень масляного катаракта приварен к цилиндру.

Изодромные механизмы обратной связи бывают с фрикционными передачами и с пружинно-масляными катарактами. Так как последние встречаются чаще, то мы ограничимся их рассмотрением.

Пружинно-масляный катаракт состоит из наполненного маслом цилиндра, внутри которого помещены поршень и пружины, перемещающие этот поршень в ту или другую сторону относительно цилиндра. В процессе регулирования цилиндр и поршень совершают возвратно-поступательные абсолютные и относительные по отношению друг к другу движения. Эти движения системой передач кинематически связаны с движением поршня сервомотора направляющего аппарата.

В поршне катаракта имеются небольшие дроселирующие отверстия, через которые масло может медленно перетекать из одной полости цилиндра в другую. Это происходит, когда поршень катаракта в процессе регулирования отклоняется от своего среднего положения. Такое отклонение проявляется во время изменения нагрузки при движении сервомотора на закрытие или открытие.

Рассмотрим процесс регулирования по изодромной схеме, т.е. взаимодействие отдельных звеньев при сбросе с гидроагрегата нагрузки. Как уже было выяснено, при сбросе с гидроагрегата нагрузки сервомотор направляющего аппарата начинает довольно быстро перемещаться в сторону закрытия. При этом шток его поршня через рычажный механизм перемещает вверх цилиндр, а следовательно, и шток поршня катаракта (рис. 210). Это происходит потому, что залитое в цилиндр масло практически несжимаемо, а имеющиеся в поршне дроселирующие отверстия не могут мгновенно пропустить через себя такое количество масла, которое необходимо, чтобы переместить поршень (если бы он оставался неподвижным) из нижней части цилиндра в верхнюю.

servomotor piston is kinematically tied with the movement of the distributing slide valve.

Such a kinematic tie is called a switch or monitoring feedback. The monitoring feedback (Fig. 210) can be of two types: direct joint feedback or with a proportional and integral action mechanism. The direct joint feedback is used only for governors of generating units of small hydroelectric power plants supplying unimportant consumers where keeping a constant frequency is not so strictly required. A disadvantage of such governors is that after governing at a load variation from no load to maximum they decrease the speed to 10 per cent. To understand the action of the governor with the direct joint feedback and to find out its shortcomings is easy while studying the process of speed control with the help of a proportional and integral action controller (PI controller). To this end, assume that the piston of the oil-filled dashpot is welded to the cylinder.

The feedback PI controllers are made with friction drives and spring-loaded oil-filled dashpots. Since the latter are more widely employed, the below discussion will concern these devices only.

The spring-loaded oil-filled dashpot consists of an oil-filled cylinder accommodating a piston and springs displacing the piston in one or the other direction relative to the cylinder. In the process of governing the cylinder and the piston make reciprocating motions that are absolute and relative to each other. These piston motions are kinematically connected through the linkage system with wicket gate servomotor piston travel.

The dashpot piston is provided with small throttling orifices through which oil is free to slowly move from one space of the cylinder to another. This takes place in the course of governing when the dashpot piston displaces from its middle position. This displacement of the piston, in its turn, takes place at a load change when the servomotor piston moves to close or to open.

Let us see the process of the proportional plus floating control (the PI control) system, i.e. the interaction of separate elements while the unit load is thrown off. As is already known, upon load disconnection from the unit, the wicket gate servomotor starts to close rather quickly. The piston reach rod of the servomotor through the leverage moves upward the cylinder and, consequently, the piston rod of the dashpot (Fig. 210). This action takes place because oil filled in the cylinder is practically incompressible and the throttling orifices in the piston are unable to pass the quantity of oil sufficient to displace the piston

Следует отметить, что у поршня катаракта величина перемещения меньше, чем у цилиндра, так как за это время часть масла все же перетекает в верхнюю полость цилиндра через дроссельные отверстия поршня.

При перемещении вверх поршень через рычажный механизм возвращает распределительный золотник в среднее положение (процесс выключения); при этом находящаяся на штоке поршня пружина катаракта несколько сжимается. При достижении своего среднего положения золотник закрывает доступ масла в полость сервомотора, действующего на закрытие направляющего аппарата, и поршень сервомотора останавливается. В этот момент скорость вращения гидроагрегата и маятника несколько увеличена.

Затем, под воздействием сжатой пружины, поршень катаракта начинает медленно перемещаться вниз и посредством рычагов приоткрывает окна распределительного золотника, через которые масло подавалось в полость сервомотора на закрытие. Это приводит к дополнительному закрытию направляющего аппарата и понижению скорости вращения гидроагрегата и маятника. Процесс регулирования заканчивается тогда, когда поршень катаракта и распределительный золотник возвращаются в средние положения относительно своих границ перемещения. Это наступает, когда скорость вращения устанавливается нормальной, хотя открытие направляющего аппарата и мощность гидроагрегата уже имеют другие величины.

Процесс регулирования при набросе нагрузки на гидроагрегат происходит аналогично, только звенья регулятора действуют в обратном порядке; при этом пружина катаракта возвращается из растянутого положения в свое первоначальное состояние.

Вполне понятно, что процесс регулирования не происходит так расчлененно, как это представлено нами в целях лучшего уяснения вопроса. В действительности процесс регулирования более сложен, так как движение отдельных звеньев и элементов происходит одновременно, оказывая друг на друга взаимное влияние.

Б. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА РЕГУЛЯТОРА С МЕХАНИЗМАМИ УПРАВЛЕНИЯ

Рассмотренная выше принципиальная схема содержала только элементы регулирования скорости вращения гидроагрегата. В действительности же современные регуляторы имеют в своем составе дополнительные элементы, носящие название механизмов управления регулятором. К ним относятся: механизм остающейся неравномерности, механизм изменения скорости вращения и механизм ограничения открытия направляющего аппарата гидротурбины (рис. 211).

(if it remained motionless) from the bottom of the cylinder to its top.

It should be noted that the length of travel of the dashpot piston is less than that of the cylinder because during this period some amount of oil moves still into the upper part of the cylinder through the piston throttling orifices.

When moving upwards the piston returns the distributing slide valve through the leverage to its middle position (tripping process); the dashpot spring provided on the piston rod is compressed to a certain degree. As the distributing slide valve is brought to its middle position, it does not admit oil to the space in the cylinder of the servomotor acting on closing the wicket gates, and the servomotor piston stops moving. At this moment the rotation speed of the generating unit and of the flyball somewhat rises.

Then under the action of the compressed spring the dashpot piston starts moving slowly down and through the leverage starts to open the ports of the distributing slide valve through which oil was admitted to the servomotor cylinder space for closing. The result is an additional closure of the wicket gate and a decrease in the speed of the generating unit and the flyball. The governing process is completed when the dashpot piston and the distributing valve return back to their middle positions relative to their travel limits. This comes when the rotation speed is normal though the opening of the wicket gate and the generating unit capacity attains some other values.

The governing process when the unit load is thrown on takes place in the same way, the only difference being that the governor elements function in the reverse order and the dashpot spring, after being stretched, returns to its initial position.

It is quite clear that the governing procedure is not broken down in stages as it was described above for the sake of better understanding. The governing process is actually more intricate since separate links and elements move simultaneously acting on each other.

B. SCHEMATIC DIAGRAM OF A SPEED GOVERNOR WITH CONTROL MECHANISMS

The schematic diagram considered above covered only the speed governing system elements. The present-day governors incorporate additional elements called governor control mechanisms, i.e. offset mechanism, speed change mechanism and wicket gate opening limiter (Fig. 211).

From the discussion of the diagram of the oil-pressure tank speed governor with a PI-switch it was

сервомотора, а значит, и лопаток направляющего аппарата.

Рычаг механизма *где* (рис. 211) ограничивает своим концом *e* движение распределительного золотника на открытие. Другой конец этого рычага соединен с винтом *B*, штурвал которого обычно выносится на колонку управления. Ход сервомотора направляющего аппарата на любых величинах открытия ограничивается поворотом винта ограничителя. Когда гидроагрегат стоит и маятник не действует, с помощью механизма ограничения открытия можно полностью открыть и закрыть направляющий аппарат.

С пуском гидроагрегата и достижением нормальных оборотов вступает в действие схема автоматического регулирования, маятник своим штифтом перемещает золотниковый рычаг, и ограничитель в точке *c* перестает подпирать золотник. После этого с помощью ограничителя открытия уже не представляется возможным увеличить открытие направляющего аппарата гидротурбины, а можно лишь уменьшить его открытие, либо совсем закрыть его.

На работающем под нагрузкой гидроагрегате ограничителем можно подпереть золотник и ограничить тем самым величину нагрузки, либо отвести его от точки *c* на некоторое расстояние, создав таким образом условия для возможного увеличения нагрузки на величину, соответствующую зазорам между упорами в точках *c* и *e*.

В. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА РЕГУЛЯТОРА ПОВОРОТНОЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ (ДВОЙНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ)

Регуляторы скорости вращения гидроагрегатов с поворотнолопастными гидротурбинами работают по принципу двойного действия (рис. 212). В процессе регулирования они одновременно с изменением величины открытия лопаток направляющего аппарата изменяют также и угол установки лопастей рабочего колеса гидротурбины. Этот угол должен быть таким, чтобы при заданной величине открытия направляющего аппарата и имеющемся напоре обеспечивать наибольший к.п.д. гидротурбины в спокойной режиме работы с наименьшей кавитацией.

Таким образом, в этой схеме существует определенная связь между величиной открытия лопаток направляющего аппарата и значением угла разворота лопастей рабочего колеса гидротурбины. Каждому положению лопаток направляющего аппарата при данном напоре соответствует вполне определенное положение лопастей рабочего колеса гидротурбины. Сохранение такой определенной зависимости обеспечивается посредством кинематической рычажной системы, носящей название комбинаторной связи.

Зависимость разворота лопастей от величины открытия направляющего аппарата не прямолинейна, а определяется для каждого диапазона напоров

The lever *где* (Fig. 211) limits by its end *e* the motion of the distributing slide valve for opening. The other end of this lever is connected with the screw *B* whose handwheel is usually mounted on the control post. The travel of the wicket gate servomotor at any guide vane opening is limited by turning the limiter screw. With the hydropower unit at stand-still and the flyball inoperative, the wicket gate can be fully closed or opened with the help of the opening limiter.

Upon starting the unit and gaining rated speed the automatic governing system starts functioning, the flyball displaces by its pin the distributing slide valve lever and the limiter discontinues supporting the slide valve at point *c*. From this time on, the increase of the turbine wicket gate opening with the help of the opening limiter becomes impossible and the opening can be only decreased or the wicket gate can be closed completely.

When the unit operates under load, the limiter can be used to lock the distributing slide valve and thus to limit the load or the slide valve can be displaced over some distance from point *c*, thereby making it possible to increase the load by the value corresponding to the clearances between the stops in points *c* and *e*.

C. SCHEMATIC DIAGRAM OF THE SPEED GOVERNORS OF ADJUSTABLE-BLADE HYDRAULIC TURBINES (DUAL CONTROL)

Speed governors of adjustable-blade hydraulic turbines operate on the dual action principle (Fig. 212). In the process of control these governors change simultaneously the opening of the guide vanes and the angle of the runner blade setting. This angle should be such as to provide for a maximum turbine efficiency under normal operating conditions with minimum cavitation at the pre-set value of the wicket gate opening and at the given head.

Thus, a certain relationship between the amount of the wicket gate opening and the angle of the runner blade setting exists in this system. Every position of the hydraulic turbine runner blades corresponds to a definite position of the guide vanes at a given head. Maintaining such a relationship is provided with the help of a kinematic leverage referred to as *combinatorial linkage*.

The relationship between the runner blade setting angle and the wicket gate opening is not a linear function but is represented for each range of heads by a

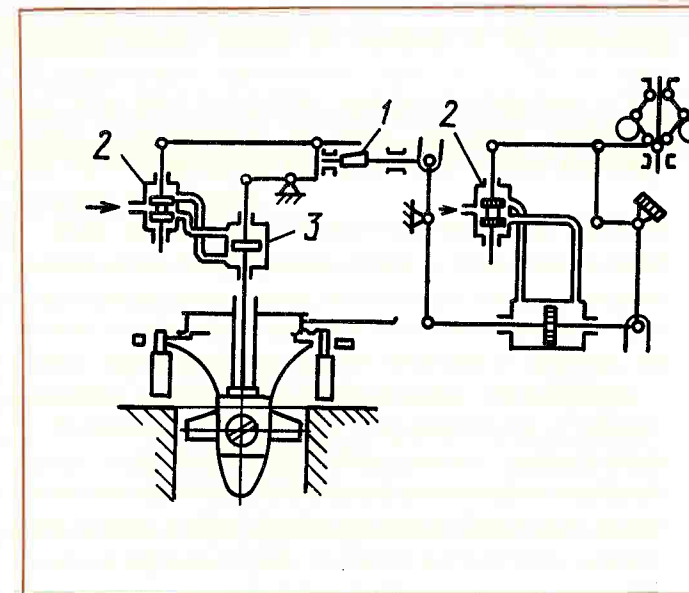


Рис. 212. Принципиальная схема регулятора поворотнолопастной гидротурбины

Fig. 212. Schematic diagram of speed governor of adjustable-blade hydraulic turbine

своей кривой, задаваемой расчетом и корректируемой при натурных испытаниях. Эта зависимость осуществляется перемещением ролика рычага комбинаторной связи по клину (кулачку) *1*, имеющему определенный профиль. Рычаг ролика связан с распределительным золотником рабочего колеса *2*, в силу чего при перемещении ролика по клину (кулачку) золотник открывает одно из отверстий, через которое масло подается в ту или другую полость цилиндра сервомотора *3* рабочего колеса. В результате этого лопасти рабочего колеса, кинематически связанные с поршнем его сервомотора, поворачиваются вокруг цапфы на угол, заданный комбинаторной зависимостью.

Клин (кулачок) в большинстве случаев делают пространственным, т.е. с меняющимся профилем в поперечном и продольном сечениях, что обеспечивает соблюдение правильной комбинаторной зависимости при любом напоре.

В остальном процесс регулирования проходит аналогично одинарному регулированию.

Г. РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ КОВШОВЫХ ГИДРОТУРБИН

Количество воды, подводимое в единицу времени к рабочему колесу, регулируется в ковшовых гидротурбинах иглой, которая уменьшает или увеличивает выходное сечение в насадке. Для регулирования скорости вращения гидроагрегатов с ковшовыми гидротурбинами применяют несколько различных конструкций регуляторов как с одним, так и с двумя сервомоторами. Принцип работы такого регулятора с одним распределительным золотником и одним сервомотором (рис. 213) сводится к следующему.

particular curve specified by the design and corrected during prototype tests. This relationship is afforded by the travel of the roller of the combinatoric linkage lever over wedge (cam) *1* of a certain profile. The roller lever is linked with runner distributing slide valve *2*, therefore, as the roller runs over the wedge (cam), the slide valve opens one of the orifices admitting oil to one or another space of servomotor *3* cylinder. As a consequence, the runner blades kinematically linked with the runner servomotor piston turn through an angle governed by the combinatoric relationship.

In the majority of cases the wedge (cam) is made three-dimensional, that is, its profile is variable in the cross-section and in the longitudinal section, which provides for maintaining a correct combinatoric relationship at any head.

In other respects the process of governing the speed is similar to a single control.

D. SPEED GOVERNING IN IMPULSE (PELTON) HYDRAULIC TURBINES

The amount of water supplied to the runner per time unit is controlled in impulse turbines with the help of a needle which decreases or increases the outlet section of the nozzle. Speed governors of various designs, with one or two servomotors, are used for the speed control of hydropower units with impulse turbines. Such a speed governor with one distributing valve and one servomotor (Fig. 213) depends for its operation on the following principle.

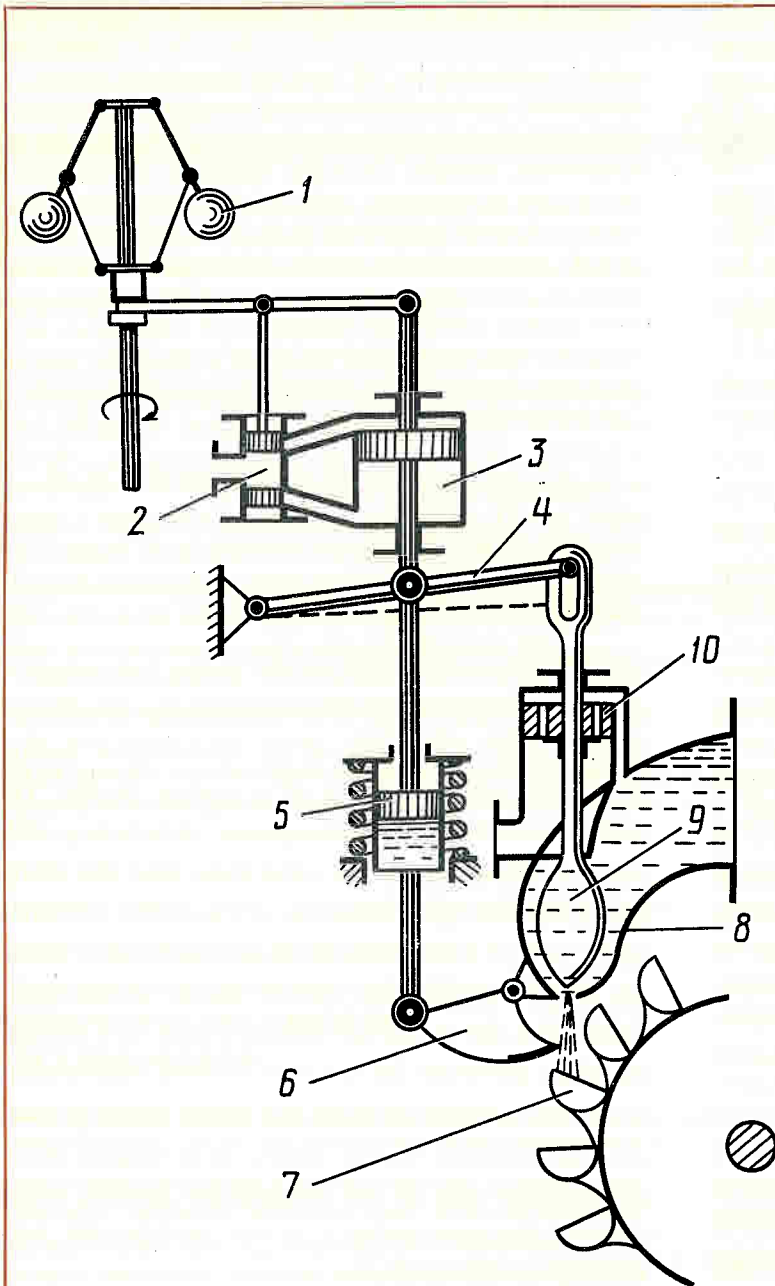


Рис. 213. Принципиальная схема регулятора ковшовой гидротурбины:

1 — маятник; 2 — золотник; 3 — сервомотор; 4 — рычаг; 5 — масляный катаракт; 6 — отклонитель; 7 — ковш; 8 — насадка; 9 — игла; 10 — поршень

Fig. 213. Schematic diagram of speed governor of impulse (Pelton) hydraulic turbines:

1 — fly ball; 2 — distributing valve; 3 — servomotor; 4 — lever; 5 — oil-filled dashpot; 6 — deflector; 7 — bucket; 8 — nozzle; 9 — needle; 10 — piston

При сбросах нагрузки маятник 1 воздействует на золотник 2 и сервомотор 3, который через масляный катаракт 5 приводит в действие отклонитель (отсекатель) 6. Последний, поворачиваясь вокруг своей оси, врежется в струю воды, идущую из насадки 8 к ковшам 7, и отклоняет ее так, что струя в большей своей части или полностью начинает сливаться в отводящий канал, минуя рабочее колесо гидротурбины. Рычаг 4 перемещается при этом вниз и освобождает иглу 9, которая под действием давления воды на поршень 10 перемещается вниз и, закрывая отверстие в насадке, уменьшает скорость вращения гидроагрегата.

At load shedding flyball 1 actuates distributing valve 2 and servomotor 3. The latter actuates through oil-filled dashpot 5 stream deflector 6. The stream deflector turns about its axis and cuts into the water jet running from nozzle 8 to buckets 7 and deflects the jet so that it falls completely or partially down into the tailrace by-passing the turbine runner. As this takes place, lever 4 goes down and releases needle 9, which travels downwards under the water pressure on piston 10 and closes the nozzle outlet section thereby reducing the hydropower unit speed.

Скорость перемещения иглы на закрытие подбирают такой, чтобы не вызвать в трубопроводе недопустимого повышения давления. После того как игла уже несколько прикроет отверстие в насадке, отклонитель за счет действия катаракта (см. § 7-2) начинает возвращаться в свое первоначальное положение.

При постепенном изменении нагрузки работает только игла. Отклонитель струи в этом случае стоит в исходном положении, так как при медленном движении сервомотора масло в катаракте успевает спокойно переходить из одной полости в другую, не создавая усилий для перемещения отклонителя.

Большинство крупных гидроагрегатов с ковшовыми гидротурбинами оборудовано регуляторами двойного действия, в которых отклонитель управляется одним, а игла другим распределительным золотником и сервомотором. В таких регуляторах движение поршня сервомотора, перемещающего отклонитель через рычажную систему и клин комбинатора, обеспечивает ход золотника, который подает масло к сервомотору, управляющему иглой.

Д. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА (ЭГР)

В электрогидравлических регуляторах маятник, изодромы, механизмы остающейся неравномерности регулирования, изменения скорости вращения и ограничения открытия, а также другие несиловые элементы представлены различными электрическими устройствами. Вся же силовая часть, передвигающая регулирующие органы, состоит из гидромеханических элементов.

Все электрические устройства сконпонованы в отдельном шкафу, устанавливаемом обычно рядом с панелью управления. Гидромеханическая часть komponуется так же, как и у гидромеханических регуляторов в колонке управления, маслонапорной установке, маслоприемнике и других узлах гидромеханической силовой системы.

Колонка управления и шкаф с электрическими устройствами связаны между собой электрическими цепями.

На рис. 214 представлена принципиальная схема электрогидравлического регулятора типа РИТМ*, который в настоящее время выпускается производственным объединением турбостроения „Ленинградский металлический завод“.

Тахогенератор РМС переменного тока с постоянными магнитами приводится во вращение от регулируемой турбины, копируя ее частоту вращения. От тахогенератора напряжение подается на вход элемента 1 схемы, представляющего собой контур LC с демодулятором и выполняющего роль измерителя отклонения частоты от нормальной.

При частоте тока 50 Гц в контуре LC наступает резонанс, при котором сопротивление контура резко

The speed of the needle travel for the nozzle closure is selected so as to prevent inadmissible pressure build-up in the penstock. After the needle has slightly closed the nozzle outlet section, the dashpot (see Section 7-2) returns the stream deflector to its initial position.

In case of a gradual variation of load only the needle is operating. The stream deflector remains in this case in the initial position since, with the servomotor piston moving slowly, the oil in the dashpot can flow quietly from one space into another and does not create forces to move the stream deflector.

Most of large hydropower units with impulse turbines are equipped with a double-action speed governor, in which the deflector is controlled with the help of one distributing valve and a servomotor while the needle, with the help of others. In these speed governors the travel of the servomotor piston, which displaces the deflector through a leverage and a cam, affords the movement of the distributing valve feeding oil to the needle control servomotor.

Е. SCHEMATIC DIAGRAM OF ELECTROHYDRAULIC SPEED GOVERNOR

The flyballs, the PI elements, the offset mechanisms, the speed change mechanisms and the wicket gate opening limiters, as well as other control elements of electrohydraulic speed governors are represented by various electric devices. All the drives actuating the control members are hydromechanical devices.

All the electrical devices are mounted in a separate cabinet installed usually adjacent to the unit control board. The hydromechanical part is arranged in the same way as hydromechanical speed governors, in the control post, oil pressure plant, oil header, and other units of the hydromechanical power drive system.

The control post and the electrical cabinet are interconnected by electric circuits.

Fig. 214 shows the schematic diagram of the РИТМ* model of a electrohydraulic speed governor which is at present manufactured by the Leningrad Metal Works Corporation.

The a.c. tachogenerator РМС with permanent magnets is driven by the governed turbine at the turbine rotational speed. The voltage from the tachogenerator is fed to the input of element 1 of the circuit. This element is an LC circuit with a demodulator and functions as an instrument measuring the deviation of the frequency from the rated value.

At a frequency of 50 Hz the IC circuit is brought to resonance at which its resistance sharply increases

возрастает (теоретически до бесконечности) и ток через него практически не проходит, т.е. регулирующий сигнал в схему регулирования не поступает, что соответствует установившемуся режиму работы агрегата. При отклонении скорости вращения от нормальной LC — контур 1 формирует необходимый сигнал регулирования, который через элемент 2 настройки чувствительности регулятора поступает в элемент 3 схемы, представляющий собой RC — контур. Если LC контур 1 подает в схему сигнал регулирования, величина которого тем больше чем больше отклонения частоты от нормальной, то RC — контур формирует сигнал, зависящий от скорости изменения частоты, т.е. от ускорения вращения агрегата. Таким образом, регулятор РИТМ является регулятором скорости турбины с использованием эффекта ускорения. Из элемента 3 сигнал регулирования по скорости и ускорению поступает в усилитель 5. Усилитель 5 имеет локальные отрицательные обратные связи 6 и 7, из которых звено 7 создает необходимую остающуюся неравномерность регулирования (статизм). Звено 6 является электрическим изодромом с контактными реле 8, позволяющими производить требуемую его настройку.

Из усилителя 5 сигнал регулирования поступает в усилитель 10, откуда поступает в электрогидравлический преобразователь гидромеханической колонки регулирования, где электрические сигналы преобразуются в пропорциональные перемещения регулирующих органов турбины, пройдя при этом каскад гидравлических усилителей. Как видно из схемы эти пропорциональные перемещения регулирующих органов обеспечиваются за счет отрицательной обратной связи направляющего аппарата к усилителю 10. Изменение частоты вращения производится путем ввода управляющего сигнала от устройства 4 — механизма изменения частоты, имеющего дистанционное управление. Сигнал, поступивший в схему от устройства 4 будет реализовываться с замедлением за счет тормозящего действия изодрома 6, поэтому скорость вращения будет изменяться плавно, что облегчает условия синхронизации агрегата при включении его в сеть. В свою очередь внешний сигнал для изменения нагрузки на агрегате, вводимый через устройство 9, называемое механизмом изменения мощности, реализуется системой регулирования без участия в этой операции изодрома, поэтому он реализуется с нужной быстротой, так как в этом случае введенный сигнал будет аннулирован только сигналом обратной связи, поступившим от регулирующего органа на вход усилителя 10.

Схема расположенных в колонке управления ЭГР (РИТМ) элементов гидромеханической части представлена на рис. 214. Проследим по этой схеме действие основных элементов гидромеханической части в процессе регулирования скорости и нагрузки.

(theoretically up to infinity) and no current actually passes through the network, that is, no control signal is sent to the governor circuit, this corresponding to the steady-state operation duty of the unit. At a deviation of the rotational speed from the rated value LC circuit 1 shapes the required control signal which is fed through sensitivity control element 2 to element 3 of the circuit which is an RC circuit. In case LC circuit 1 sends to the circuit a control signal proportional in magnitude to the speed deviation from the rated value, the RC network shapes a signal depending on the frequency change rate, that is, on the unit acceleration. Thus, the PITM speed governor uses the effect of acceleration. From element 3 the speed and acceleration control signal is supplied to amplifier 5. Amplifier 5 has local degenerative feedbacks 6 and 7; of these two link 7 provides for the desired offset. Link 6 is an electric PI device with contact relays 8 enabling the required adjustment of the PI controller.

From amplifier 5 the control signal is supplied to amplifier 10 where from it is passed to the electric-hydraulic convertor of the hydromechanical governor post where electric signals are converted into proportional displacements of the turbine governing controls passing in the process a stage of hydraulic amplifiers. As is seen from the diagram, these proportional displacements of governing controls are provided on account of the degenerative feedback of the wicket gate to amplifier 10. The rotational speed is changed by the input of the control signal from device 4 (remote-control speed changing mechanism). The signal supplied to the circuit from device 4 will be realized with a delay due to the braking action of the PI element 6 and for this reason the rotational speed will be varied smoothly, this facilitating conditions of the power unit synchronization when connecting it to the grid. In its turn, the external signal for changing the unit load, which is supplied through device 9 (a power changing mechanism), is realized by the governing system dispensing with the PI element for this operation. For this reason it is realized as quickly as required since in this case the input signal will be cancelled only by the feedback signal supplied from the control element to the input of amplifier 10.

The schematic arrangement of elements of the hydromechanical part in the control post of the electrohydraulic governor of the PITM model is illustrated by Fig. 214. On this diagram the functioning of basic elements of the hydromechanical part in the process of speed and load control may be followed.

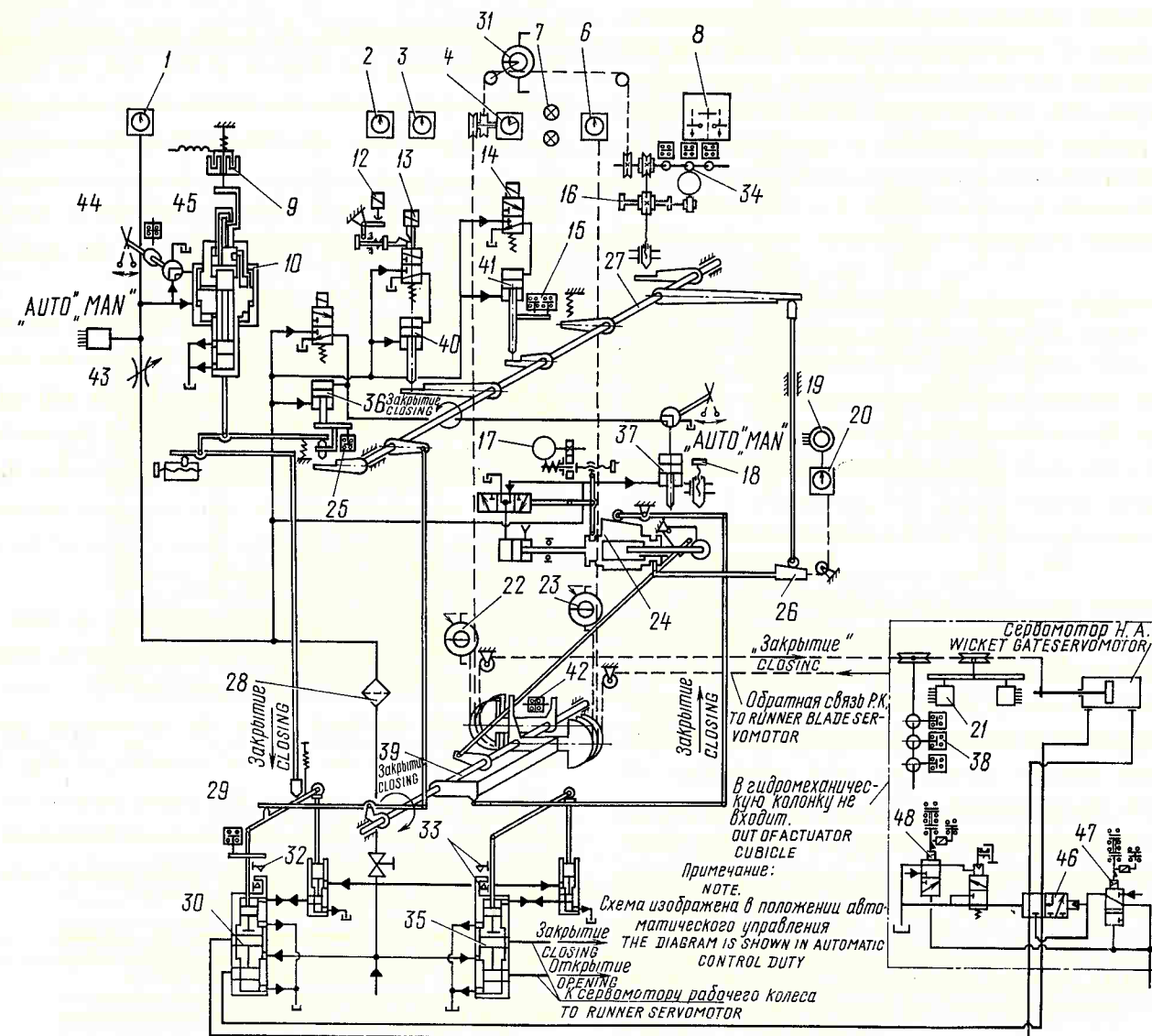


Рис. 214. Схема гидромеханической части Э.Р.Г. — РИТМ:

1 — манометр; 2 — тахометр; 3 — балансный прибор; 4 — указатель положения направляющего аппарата и ограничителя; 5 — усилитель; 6 — указатель положения лопастей рабочего колеса; 7 — сигнальные лампы стопора направляющего аппарата и ротора агрегата; 8 — ключ изменения скорости и нагрузки; 9 — магнитоэлектрический преобразователь; 10 — гидроусилитель; 11 — побудительный золотник; 12 — соленоид пуска; 13 — соленоид остановки; 14 — соленоид холостого хода; 15 — контакты соленоида холостого хода; 16 — механизм ручного ограничения; 17 — механизм автоматической настройки по напору; 18 — ручное управление лопастями; 19 — сельсин обратной связи по напору; 20 — указатель напора; 21 — датчик обратной связи; 22 — потенциометр положения направляющего аппарата; 23 — потенциометр положения лопастей рабочего колеса; 24 — кулачок комбинатора; 25 — контакт сигнализации положения лопастей; 26 — клин ограничения мощности по напору; 27 — вал ограничителя; 28 — фильтр масляный; 29 — контакт противоработной защиты; 30 — распределительный золотник направляющего аппарата; 31 — потенциометр ограничителя; 32 — наставка времени направляющего аппарата; 33 — наставка времени рабочего колеса; 34 — выключатель ограничителя; 35 — распределительный золотник рабочего колеса; 36 — механизм ограничения закрытия; 37 — механизм разворота лопастей; 38 — командоаппарат; 39 — вал выключателей; 40 — механизм пуска и остановки; 41 — механизм холостого хода; 42 — контакт контроля обрыва троса; 43 — датчик давления; 44 — переключатель регулятора „Ручное-Автомат“; 45 — контакт переключения регулятора; 46 — аварийный золотник; 47 — клапан соленоидный аварийного закрытия; 48 — клапан соленоидный программного аварийного закрытия.

Fig. 214. General arrangement of actuator section of electrohydraulic speed governor — PITM:

1 — pressure gauge; 2 — tachometer; 3 — balancing instrument; 4 — gate and limiter position indicator; 5 — amplifier; 6 — runner blade position indicator; 7 — indicating lamps for wicket gate and unit shaft stopper; 8 — speed and load switch; 9 — magnetoelectric transducer; 10 — hydraulic booster; 11 — boosting valve; 12 — start-up solenoid; 13 — stoppage solenoid; 14 — no-load run solenoid; 15 — no-load run solenoid contacts; 16 — manual limiter; 17 — head-related automatic adjustment mechanism; 18 — manual control of blades; 19 — head-related feedback synchro; 20 — head indicator; 21 — feedback transmitter; 22 — wicket gate position potentiometer; 23 — runner blade position potentiometer; 24 — combinator cam; 25 — blade position signalling contact; 26 — limiter of head-related output; 27 — limiter shaft; 28 — oil filter; 29 — runaway protective contact gear; 30 — wicket gate distribution valve; 31 — limiter potentiometer; 32 — wicket gate time setting; 33 — runner time setting; 34 — limiter switch; 35 — runner distribution valve; 36 — closing limiter mechanism; 37 — blade tilting mechanism; 38 — master switch; 39 — shaft of switches; 40 — start-up and stoppage mechanism; 41 — no-load speed mechanism; 42 — alarm contact of cable failure; 43 — pressure transmitter; 44 — „Manual-automatic“ switch; 45 — speed governor switch contact; 46 — emergency valve; 47 — emergency closing solenoid valve; 48 — solenoid valve of program-controlled emergency closing.

Предположим, что с агрегата произошел сброс какой-то части нагрузки. При этом скорость вращения агрегата начнет возрастать, что приведет к повышению частоты вырабатываемого тахогенератором тока. С возрастанием частоты тока, как мы уже отмечали при рассмотрении схемы, представленной на рис. 214, электрический сигнал от тахогенератора, пройдя формирование и преобразование в электрической части регулятора, поступит в магнито-электрический преобразователь 9 и гидроусилитель 10, вызвав перемещение поршня гидроусилителя вниз.

Смещение поршня гидроусилителя 10 вниз вызовет, через рычажно-тяговую передачу, движение также вниз побудительного золотника 11, который откроет доступ масла под давлением в верхнюю полость вспомогательного сервомотора, последний вместе с главным золотником сместится также вниз и откроет доступ маслу под давлением в полость закрытия сервомотора направляющего аппарата турбины.

Процесс регулирования стабилизируется в том случае, когда главный золотник возвратится в свое исходное — среднее положение, что обеспечивается действием элементов обратной связи. Электрическая обратная связь от поршня сервомотора при его перемещении пошлет сигнал на вход усилителя 10 рис. 214. Поступивший сигнал в систему регулирования от резонансного контура LC на входе будет аннулирован сместившимся на заданную величину поршнем сервомотора направляющего аппарата.

7-3. МАСЛОНАПОРНЫЕ УСТАНОВКИ

A. НАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКЦИИ

Маслонапорная установка (МНУ) предназначена для питания маслом под давлением (обычно 20—30 кгс/см²) всей системы регулирования и управления гидроагрегатом, в том числе и управления затворами гидротурбин и холостыми выпусками. Кроме того, в последнее время МНУ стали применять и для торможения ротора гидроагрегата в процессе его остановки.

Маслонапорная установка состоит из маслосливного бака, на котором смонтированы масловоздушный котел, насосы, клапаны предохранительные, перепускные и обратные, реле давлений и другие устройства (рис. 215) и системы трубопроводов.

Маслосливной бак. Маслосливной бак 5 представляет собой сварную прямоугольной формы маслосливную емкость, разгороженную внутри съёмными фильтрами на две полости, так что сливаемое в бак

Let us assume some part of the unit load is thrown off. In the process, the unit speed increases, this resulting in an increase of the frequency of current generated by the tachogenerator. As it has been already noted, when discussing the diagram of Fig. 214, an increase in the frequency causes the electric signal coming from the tachogenerator, upon shaping and converting in the electrical part of the governor, to arrive at magnetic-electric converter 9 and hydraulic amplifier 10, bringing about the downward displacement of the hydraulic amplifier piston.

The downward displacement of hydraulic amplifier 10 piston will actuate through the leverage the downward motion of boosting valve 11 which will admit oil under pressure into the upper space of the auxiliary servomotor cylinder. The latter will also move down together with the main slide valve and clear the access of oil under pressure into the closure space of the turbine wicket gate servomotor.

The governing process is stabilized in case the main slide valve returns into its initial, that is, middle, position, this being provided by the feedback elements. The electric feedback from the servomotor piston sends a signal to the input of amplifier 10 (Fig. 214) when the piston is moving. The signal supplied to the governing system from the resonant LC circuit at the inlet will be cancelled by the wicket gate servomotor displaced over a specified value.

7-3. OIL PRESSURE PLANTS

A. PURPOSE AND MECHANICAL DESIGN

The oil pressure plant is intended for supplying oil under pressure (usually 20 to 30 kgf/cm²) to the entire speed governing and unit control system, including the controls of turbine gate valves and waste water outlets. In addition, the oil pressure plants have recently found application for braking the hydropower unit rotor during the unit shut-down.

The oil pressure plant comprises an oil drain tank mounting a pressure tank, pumps, safety valves, by-pass valves, non-return valves, pressure switches, miscellaneous devices (Fig. 215), and pipeline systems.

Oil drain tank. Oil drain tank 5 is a welded oil container, rectangular in shape and divided by removable filters into two spaces, so that waste oil drained into the tank finds its way to the oil pump on passing

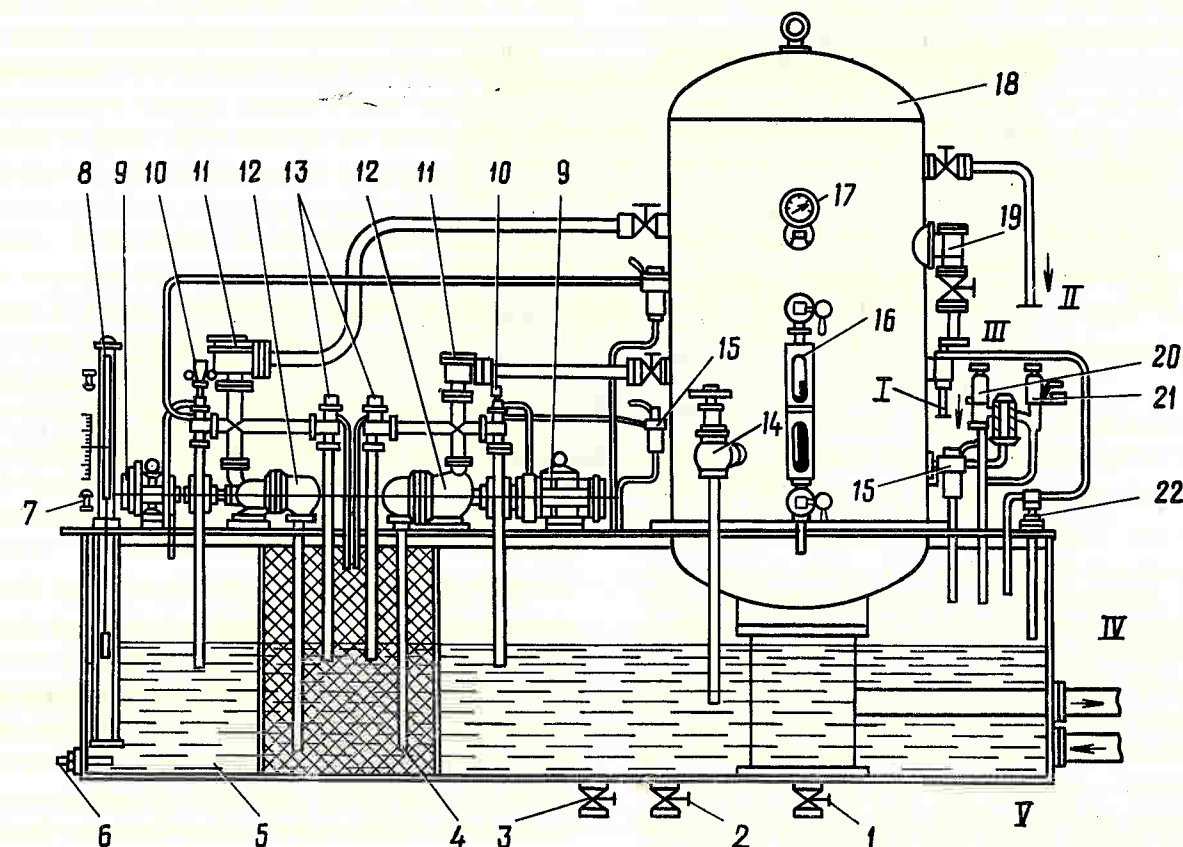


Рис. 215. Конструктивная схема маслонапорной установки:

1, 2, 3 — вентили опорожнения; 4 — фильтр; 5 — маслосливной бак; 6 — термосопротивление; 7 — контакты поплавка; 8 — поплавок; 9 — электродвигатели; 10 — перепускные клапаны; 11 — обратные клапаны; 12 — маслососы; 13 — предохранительные клапаны; 14 — сливной вентиль; 15 — фильтры; 16 — маслосливное стекло; 17 — манометр; 18 — масловоздушный котел; 19 — воздушный обратный клапан; 20 — реле пониженного давления; 21 — реле аварийно низкого давления; 22 — гидрокомпрессор
I — сливной бак; II — выпуск воздуха в атмосферу; III — подача воздуха от компрессора; IV — к механизмам управления и регулирования турбины; V — возврат сливного масла

Fig. 215. General arrangement of oil pressure system:

1, 2, 3 — drain valves; 4 — filter; 5 — sump tank; 6 — thermal resistance; 7 — float contacts; 8 — float; 9 — electric motors; 10 — by-pass valves; 11 — non-return valves; 12 — oil pumps; 13 — safety valves; 14 — drain valve; 15 — filters; 16 — gauge glass; 17 — pressure gauge; 18 — oil pressure tank; 19 — air non-return valve; 20 — low pressure switch; 21 — emergency low pressure switch; 22 — hydraulic compressor
I — sump tank; II — air vent into atmosphere; III — air supply from compressor; IV — to control and regulating mechanisms of turbine; V — drain oil return

отработанное масло попадает к насосу, пройдя через сетчатый фильтр. Обычно маслосливной бак заделывают в бетон так, чтобы крышка его, на которой смонтированы все механизмы МНУ и котел, несколько выступала над уровнем пола или была расположена заподлицо с ним.

Масловоздушный котел. Масловоздушный котел 18 — клепаная или сварная конструкция, изготовленная из листового прокатной стали. Заполненный под давлением в своей нижней части маслом, а в верхней части воздухом, масловоздушный котел 18 является аккумулятором энергии, которая расходуется на перемещение рабочих органов и механизмов системы регулирования и управления агрегата.

the strainer. Usually the oil-drain tank is embedded in concrete so that its cover mounting all mechanisms of the oil pressure plant and the pressure tank extends somewhat above the floor level or is flush with it.

Pressure tank. Pressure tank 18 is a riveted or welded construction made of rolled plate steel. The pressure tank lower part is filled with oil, less than half full, and the upper part of the tank contains compressed air. This tank 18 is the accumulator of energy which is then spent for the displacement of working members and mechanisms of the hydropower unit governor and control system.

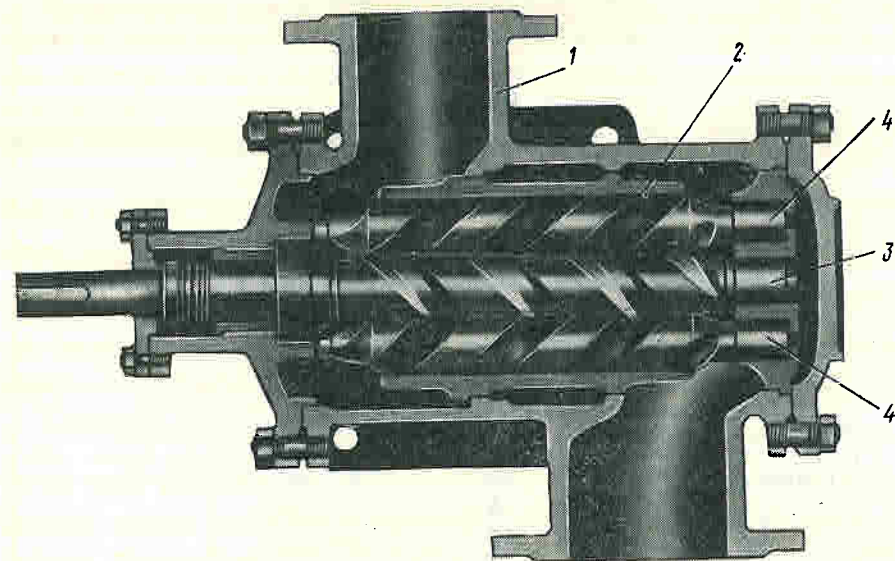


Рис. 216. Винтовой насос:
1 — корпус; 2 — рубашка; 3 — центральный винт;
4 — боковые ведомые винты

Fig. 216. Screw pump:
1 — pump casing; 2 — jacket; 3 — central screw;
4 — side driven screws

Котел прикреплен к маслосливному баку болтами, соединяющими фланцы патрубков на баке и нижней части котла.

Воздух в котел обычно подкачивается от общестанционной компрессорной, хотя есть конструкции МНУ, где это делается при помощи автоматически действующего масловоздушного компрессора, использующего энергию масла под давлением. Такие устройства применяются для небольших гидроагрегатов.

Маслонасосы. Современные конструкции МНУ оборудованы двумя винтовыми маслонасосами 12 (один из них резервный); по сравнению с зубчатыми, которыми ранее комплектовали МНУ, они обладают большей эксплуатационной надежностью и работают более спокойно.

Винтовой насос (рис. 216) имеет всасывающую и нагнетательную полости корпуса 1, разделенные рубашкой 2, в которой вращаются три винта маслоснасоса. Винт 3, получая вращение от электродвигателя, с которым он скреплен соединительной муфтой, приводит во вращение два ведомых винта 4. Вся внутренняя поверхность рубашки 2 насоса, соприкасающаяся с винтами, имеет баббитовую заливку и обработана так, что между нею и винтами образуется зазор 0,03—0,05 мм.

Осевое давление на винтах, возникающее при работе насоса, воспринимается специальным упорным баббитовым подшипником на торцах винтов. Зона этого подшипника через осевые сверления в винтах соединена с полостью давления насоса. Во время работы насоса масло из всасывающей полости, попадая во впадины винтовой нарезки, создающей в местах касания своеобразное уплотнение, перегоняется вдоль винтов в нагнетательную полость.

Соотношения винтов делают такими, что ведомые винты вращаются не от воздействия нарезки ведущего винта, а от давления продвигающегося по впадине масла. Это обстоятельство понижает износ частей насоса.

The pressure tank is bolted to the oil drain tank through flanges of branch pipes on the oil drain tank and on the pressure tank bottom part.

Usually compressed air is supplied into the pressure tank from the common station service compressor plant. However, in some oil pressure plants compressed air is supplied by an automatic oil-and-air compressor utilizing the energy of oil under pressure. Such installations are used with small hydropower units.

Oil pumps. Modern oil pressure plants are equipped with two screw pumps 12 (one of them being a stand-by pump); in comparison with gear pumps used earlier they are more dependable and operate more smoothly.

Screw pump (Fig. 216) housing 1 is divided by jacket 2 into the suction and pressure spaces. Three screws of the oil pump rotate inside the jacket. Screw 3 driven by an electric motor connected to it through a coupling drives in its turn two screws 4. The entire inside surface of pump jacket 2 contiguous with the screws is babbit-lined and machined so that a clearance of 0.03 to 0.05 mm is provided between the jacket surface and the screws.

The axial thrust on screws arising during the pump operation is taken up by a special babbit-lined thrust bearing arranged at the screw butt ends. The zone of this bearing is connected with the pressure space of the pump through axial holes in the screws. During the pump operation oil is driven from the suction space into the pressure space along the screws entering into the recesses of the screw thread and creating a certain seal at the points of contact.

The screws ratio is made so that the driven screws rotate under the action of pressure of oil travelling along the screw thread and not due to the driving screw thread. This reduces wear of the pump components.

Перепускные клапаны. Располагаемые на напорных трубопроводах от насосов к котлу перепускные клапаны управляют подачей масла от насоса в котел, поддерживая давление в нем в заданных пределах.

Перепускной клапан, управляемый подводимым по трубке 2 (рис. 217) маслом из котла, работает автоматически. Он находится в открытом положении, когда давление масла в масловоздушном котле нормально. В это время масло перепускается из напорной полости насоса в маслосливной бак. Когда давление в котле становится ниже нормального, перепускной клапан закрывается и масло из напорной полости насоса поступает в масловоздушный котел.

Нормальным давлением масла в маслосливном котле считается давление в пределах от номинального до некоторого заданного понижения. Этот диапазон обычно составляет 1,5—2 кгс/см² и называется перепадом давления. Рассмотрим на примере (рис. 217) принцип действия перепускного клапана.

В теле клапана 1 с дифференциальным поршнем размещается золотник 3 с пружиной 4, прижимающей золотник книзу. Площадь поршня клапана со стороны полости А больше, чем со стороны полости В. На поршень 1 со стороны полости В и на нижний торец золотника 3 постоянно действует давление, подводимое по трубке 2 из котла МНУ. Полость А в зависимости от положения золотника, определяет

By-pass valves. By-pass valves installed in the supply pipelines between oil pumps and oil-pressure tank control the oil supply from the pumps to the oil-pressure tank maintaining the oil pressure within preset limits.

The by-pass valve controlled by oil fed from the oil pressure pump through pipe 2 (Fig. 217) operates automatically. The valve is open at a normal pressure of oil in the oil pressure tank. This being the case, oil is drained from the pressure space of the oil pump into the oil-pressure tank. With oil pressure within the tank below the normal the by-pass valve closes and oil is supplied from the pump pressure space into the oil-pressure tank.

The oil pressure within the oil-pressure tank is considered normal when it remains within the range between the rated one and a certain pre-set lower limit. This range is usually 1.5 to 2.0 kgf/cm² and is termed. the pressure drop. The principle of the by-pass valve action is illustrated below by way of example (Fig. 217).

By-pass valve body 1 with a differential piston accommodates valve 3 with spring 4. The spring 4 holds valve 3 down. The area of the by-pass valve piston at the side of the space А is greater than at the side of the space В. The pressure of oil fed through pipe 2 from the oil-pressure tank acts upon piston 1 from the space В and upon valve 3 lower end at all

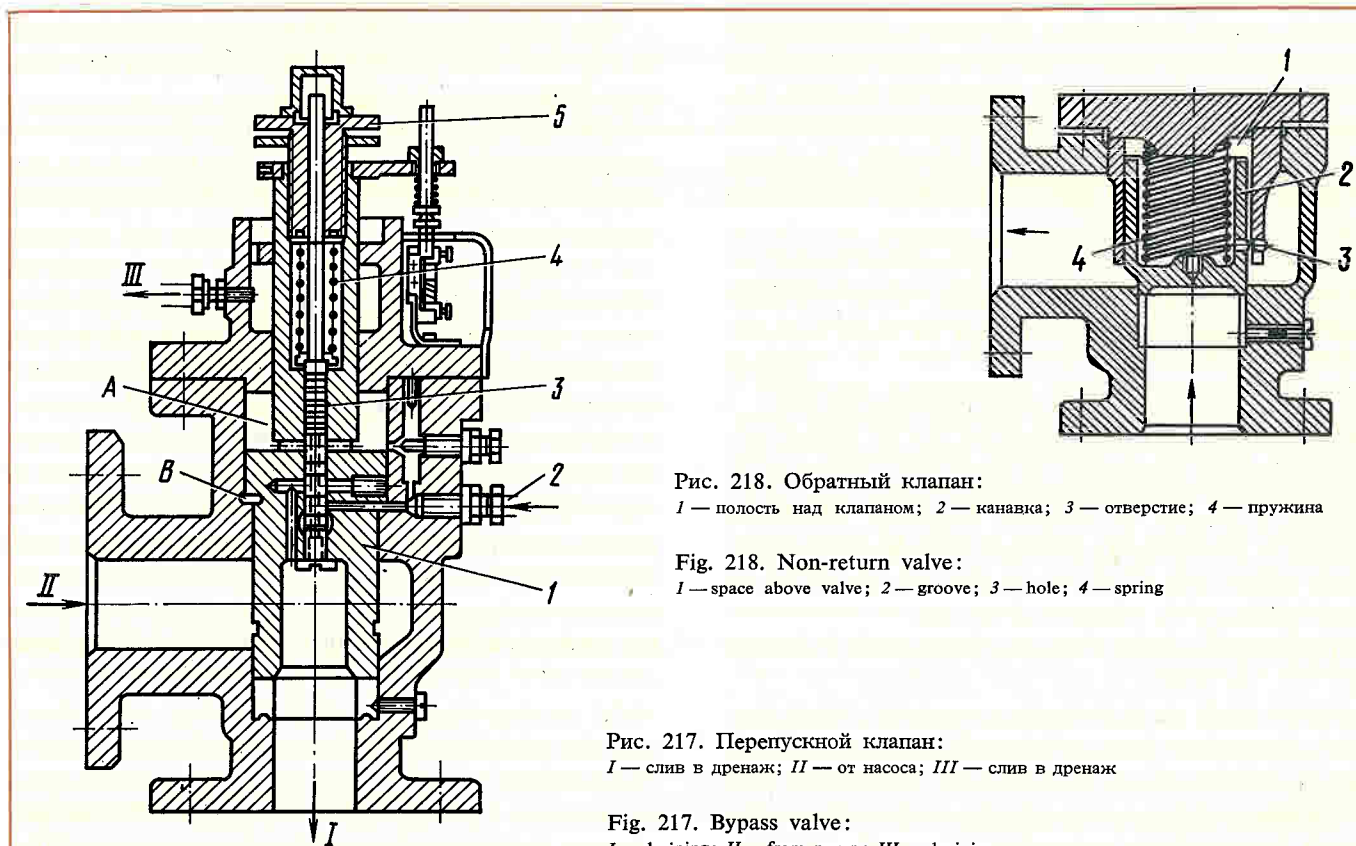


Рис. 217. Перепускной клапан:
I — слив в дренаж; II — от насоса; III — слив в дренаж

Fig. 217. Bypass valve:
I — draining; II — from pump; III — draining

Рис. 218. Обратный клапан:
1 — полость над клапаном; 2 — канавка; 3 — отверстие; 4 — пружина

Fig. 218. Non-return valve:
1 — space above valve; 2 — groove; 3 — hole; 4 — spring

мого давлением масла в котле МНУ, может находиться под давлением или соединиться со сливом.

Когда в котле давление масла низкое, пружина 4 удерживает золотник 3 в нижнем положении, полость А в это время будет находиться под давлением. За счет разности площадей поршня со стороны полостей А и В клапан 1 закроется, и маслонасос будет работать на котел.

При повышении давления в котле до верхнего предела давление масла на торец золотника 3 будет больше давления от пружины, поэтому золотник переместится вверх и соединит полость А со сливом. При этом клапан 1 переместится вверх, и масло насоса будет поступать на слив до тех пор, пока давление в котле не упадет до нижнего предела.

Настройка клапана на заданное давление осуществляется при помощи винта 5.

Обратные клапаны. Обратный клапан так же, как и перепускной, установлен на напорном трубопроводе от насоса к котлу МНУ. Свободно пропуская масло от насоса в котел, он предотвращает обратное поступление масла из котла, когда давление в напорной полости насоса падает.

Обратный клапан открывается давлением масла от насоса в тот момент, когда перепускной клапан закрывается и насос работает на котел. Закрывается обратный клапан, когда перепускной клапан открыт и насос работает на слив.

На рис. 219 показан один из вариантов конструкции обратного клапана, действие которого сводится к следующему.

Когда насос стоит или работает на слив, тело клапана силой пружины и давлением масла сверху прижато к седлу, вследствие чего запирается выход масла из котла. Когда насос работает не на слив, т.е. перепускной клапан закрыт, давление под обратным клапаном становится больше давления в котле, клапан поднимается, и масло от насоса поступает в котел.

Предохранительные клапаны. Предохранительный клапан (рис. 219) установлен непосредственно на насосе или на граничащем с насосом участке напорного трубопровода, который идет от насоса к котлу. Он предотвращает возрастание давления в котле выше допустимого в случаях заедания перепускного клапана в закрытом положении. Кроме того, он препятствует повышению давления непосредственно в насосе в случаях заедания обратного клапана в закрытом положении, а также при включении насоса при закрытом запорном вентиле, когда насос работает на замкнутом цикле.

Предохранительный клапан настраивают обычно так, что он открывается при давлении на 1,5—2 кгс/см² выше верхнего предела рабочего перепада. При нормальном рабочем давлении в котле клапан находится в закрытом положении.

Принцип действия предохранительного клапана весьма прост, что легко можно проследить по рис. 219.

times. Depending on the valve position controlled by the oil pressure within the oil-pressure tank, the A space may be under pressure or be communicating with drain.

At a low oil pressure within the oil-pressure tank, spring 4 holds valve 3 in its lower position and the space A is under pressure at this time. Due to a difference in the areas of the piston at the A and B space sides valve 1 closes and the oil pump feeds oil into the tank.

In case pressure in the oil-pressure tank reaches the pre-set upper limit, the oil pressure on valve 3 end will be greater than the pressure exerted by the spring. As a result the valve moves upwards connecting the space A with the drain. Valve 1 moves upwards in the process and oil from the pump is fed to drain as long as the pressure in the oil-pressure tank is maintained above the lower limit.

Adjustment of the valve for the pre-set pressure is effected with the help of screw 5.

Non-return valves. The non-return valve is installed on the supply pipelines from the pump to the oil-pressure tank, like the by-pass valve. Oil passes freely from the pump to the oil-pressure tank through this valve but the reverse flow of oil, when the pressure in the pump pressure space drops, is impossible.

Oil pressure developed by the pump opens the non-return valve when the by-pass valve closes and the pump supplies oil into the oil-pressure tank. The non-return valve closes when the by-pass valve is open and the oil pump feeds oil into the drain tank.

One of the designs of the non-return valves is shown in Fig. 218. The principle of operation of this valve is as follows.

With the oil pump idle or feeding oil into the drain tank, the spring and the oil pressure from above forces the valve disk against the valve seat closing the oil outflow into the oil-pressure tank. With the oil pump not feeding oil into the drain tank, that is, with the by-pass valve closed, the pressure under the non-return valve exceeds that within the oil-pressure tank, the valve disk rises and oil is supplied from the pump to the oil-pressure tank.

Safety valves. The safety valve (Fig. 219) is installed either directly on the pump or on the section of supply pipeline adjacent to the oil pump. This valve prevents build-up of pressure in the oil-pressure tank over the admissible value in case the by-pass valve is jammed in the closed position. Besides, it prevents the build-up of pressure in the pump with the non-return valve jammed in the closed position, and also while starting the pump with the stop valve closed and the pump operating in the closed loop.

The safety valve is usually adjusted so that it opens at a pressure 1.5 to 2.0 kgf/cm² in excess of the working pressure drop upper limit. With the normal operating pressure in the tank the valve is closed.

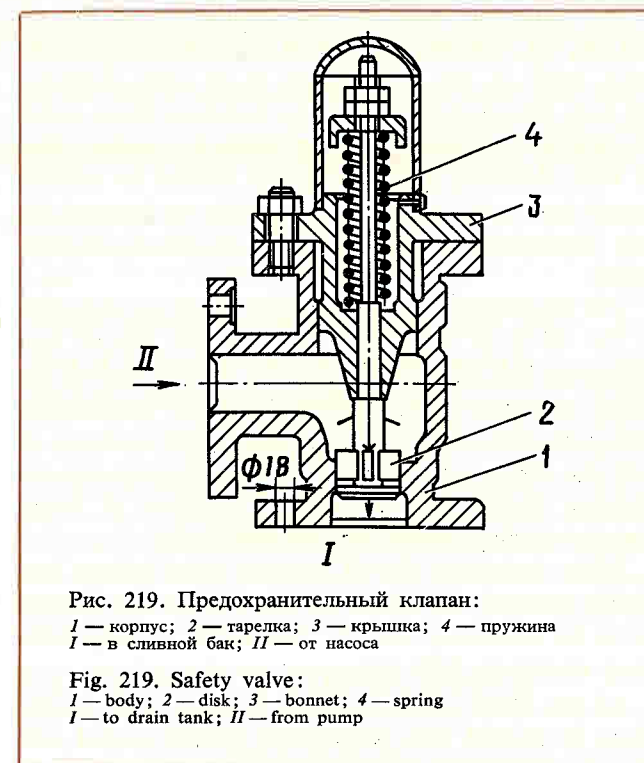


Рис. 219. Предохранительный клапан:
1 — корпус; 2 — тарелка; 3 — крышка; 4 — пружина
I — в сливной бак; II — от насоса

Fig. 219. Safety valve:
1 — body; 2 — disk; 3 — bonnet; 4 — spring
I — to drain tank; II — from pump

Реле давления. Реле давления предназначено для подачи соответствующих импульсов при изменениях давления в котле маслонпорной установки. На котле МНУ устанавливают обычно два одинаковых реле, имеющих разные настройки.

Б. МОНТАЖ МАСЛОНАПОРНОЙ УСТАНОВКИ

Маслонпорную установку обычно монтируют параллельно со всеми другими узлами гидроагрегата. Для начала работ по монтажу МНУ необходимы готовые бетонные фундаменты или опорные металлоконструкции, если по производственным соображениям МНУ монтируют до устройства железобетонных фундаментов.

Монтаж МНУ начинается с установки маслосливного бака, на котором размещают все механизмы. Бак устанавливают в плане так, чтобы осевые метки на баке, нанесенные на заводе, совпадали в пределах допусков с осями, нанесенными на фундаменте. Для нанесения осей под установку бака на фундаменте или металлоконструкции делают четыре скобы под углом 90° одна к другой. Через намеченные на этих скобах осевые риски натягивают струны, на которые по границам фундамента или металлоконструкции подвешивают отвесы. От отвесов на фундаменте или металлоконструкции проводят вспомогательные оси, эти оси и служат при монтаже элементов МНУ исходной осевой базой.

При установке маслобака по высотной отметке исходной базой является отметка репера, имеюще-

Реле пониженного давления настраивают так, что при снижении давления в котле на 1,5—2 кгс/см² ниже нижнего значения нормального перепада давления оно дает импульс на сигнал и включение резервного насоса МНУ.

Реле аварийно-низкого давления при снижении давления в котле на 3—4 кгс/см² ниже нижнего значения нормального перепада давления должно давать импульс на аварийную сигнализацию и пуско-останавливающий золотник для аварийной остановки гидроагрегата. Применяемые в МНУ реле давления имеют несколько конструктивных исполнений.

The principle of the safety valve operation is very simple and is illustrated by Fig. 219.

Pressure switch. The pressure switch is intended to send appropriate pulses at variations of pressure within the oil pressure plant tank. Usually two similar pressure switches, differently adjusted, are installed at the oil pressure plant tank.

The under-pressure switch is adjusted so that in case the pressure in the tank is 1.5 to 2.0 kgf/cm² below the normal value, it sends a pulse for indicating and starting the oil pressure plant stand-by pump.

The alarm pressure switch is adjusted so that it sends a pulse for an alarm signal and for actuating the start-stop valve to shut-down the hydropower unit in case the pressure in the tank is 3 to 4 kgf/cm² below the normal pressure drop value. Various makes of pressure switches are employed in oil pressure plants.

В. INSTALLATION OF OIL PRESSURE PLANTS

Usually oil pressure plants are installed simultaneously with the other assemblies of the hydropower unit. Prior to starting the oil pressure plant installation concrete foundations are to be already completed, or steel supports are to be erected if construction work considerations require that the oil pressure plant be installed prior to foundations concreting.

The oil pressure plant installation begins with the installation of the oil-drain tank that mounts all the mechanisms. The tank is positioned against factory centre-line marks on the tank and on the foundation which must be aligned within the limits of tolerances, as viewed on the top. To mark the centrelines on the foundation or on steel supports, four stirr-ups are placed at right angles to each other. Through alignment marks made on these stirr-ups strings are stretched and plumb bobs are suspended from these strings at the boundaries of foundation or steel support. Auxiliary centre-lines are drawn on the foundation or steel support from these plumbs. These auxiliary centrelines serve as reference lines for the installation of the oil pressure plant components.

гося в здании ГЭС или на каком-либо перекрытии. Высотное положение бака регулируют мерными прокладками под его опорами. Эти прокладки после выверки бака разваривают между собой, приваривают к выпускам арматуры и к баку для того, чтобы в процессе бетонирования штарбы установленный узел не сместился.

Котел и другие узлы на маслобаке монтируют после того, как уложенный в штрабах бетон наберет прочность не менее 80% от расчетной. До установки масловоздушного котла на бак необходимо тщательно очистить внутренние поверхности котла и маслобака, особое внимание обращая на плотность сопряжения фланцев, сопрягаемых горловин котла и бака.

При установке насосов МНУ и их электродвигателей следует обеспечить точную соосность валов электродвигателей и насосов. Валы нужно отцентрировать так, чтобы их оси совпадали между собой или отклонялись одна от другой не более чем на 0,05 мм.

Всю фланцевую арматуру МНУ ставят на пресшпановых прокладках, смазанных маслостойким лаком или эмалью. При этом добиваются плотного прилегания плоскостей сопрягаемых фланцев без прокладок, что при размещении прокладок и затяжке болтов обеспечивает требуемую плотность сопряжения.

Регулируют клапаны и реле давления в процессе предпусковых испытаний.

Допуски на установку узлов МНУ приведены в табл. 17.

The reference basis for the installation of the oil tank in the vertical position is the elevation of the bench mark in the powerhouse or at some flooring. The tank elevation is adjusted by inserting shims under the supports. These shims are welded together after the tank elevation is adjusted, and welded to reinforcement bars and to the tank in order to prevent the tank displacements in the process of block-out concreting.

The oil-pressure tank and other units are mounted on the oil-drain tank after the concrete placed into block-outs has gained not less than 80 per cent of the design strength. Prior to installing the oil-pressure tank onto the oil-drain tank, the inside surfaces of both the tanks are to be thoroughly cleaned. Special attention should be given to the tightness of flange joints in mating throats of both the tanks.

While mounting the oil pressure plant pumps and electric motors, the shafts of the pumps and motors are to be accurately aligned, permissible misalignment being maximum 0.05 mm.

All the flange joints of the oil pressure plant fittings are to be packed with press-board gaskets coated with oil-resistant varnish or enamel. In the process, a tight contact between the matched flanges is to be attained while the gaskets are not yet fitted so as to provide for the required tightness with gaskets placed and bolts tightened up.

Valves and pressure switches are adjusted in the process of pre-start tests.

Tolerances for the installation of oil pressure plant units are given in Table 17 below.

Таблица 17

ДОПУСКИ НА УСТАНОВКУ МАСЛОСЛИВНОГО БАКА МНУ С МАСЛОВОЗДУШНЫМ КОТЛОМ, КОЛОНКИ РЕГУЛЯТОРА И КОМБИНАТОРА

Характер отклонения	Место замеров	Допустимое отклонение, мм
Смещение от фактических осей агрегата	От осей колонок или бака МНУ	5
Непараллельность фактическим осям агрегата (на 1 м длины)	От одной из осей колонок или бака МНУ	1
Отклонение от проектной высотной отметки	Опорная обработанная поверхность фундаментной рамы или бака МНУ	5
Негоризонтальность (на 1 м длины)	В колонке регулятора — верхняя полка, в колонке комбинатора — фундаментная рама, в баке — опорная поверхность под котел	1

TOLERANCES FOR INSTALLATION OF OIL PRESSURE PLANT OIL-DRAIN TANK WITH OIL-PRESSURE TANK, SPEED GOVERNOR POST AND COMBINATOR

Table 17

Deviation	Point of measurement	Admissible deviation, mm
Displacement from actual centre-lines of hydropower unit	From center-lines of posts or oil-pressure tank	5
Parallel misalignment with respect to actual center-lines of hydropower unit (per 1 m of length)	From one of control post or oil-pressure tank center-lines	1
Deviation from design elevation	Machined supporting surface of foundation frame or oil-drain tank	5
Inclination (per 1 m of length)	In upper shelf of speed governor post; foundation frame in combinator column; in oil-drain tank (support surface for oil-pressure tank)	1

7-4. КОЛОНКИ УПРАВЛЕНИЯ

A. КОНСТРУКЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ

Колонки управления представляют собой сварной или литой корпус обычно прямоугольного сечения. Внутри этого корпуса размещены механизмы ручного и автоматического управления гидротурбиной.

На строительство колонки поставляют в собранном виде и хорошей упаковке. Все механизмы колонки регулируют и испытывают на специальном стенде завода-изготовителя. При монтаже только очищают узлы и детали от консервирующих покрытий и проверяют, нет ли на них забоин, коррозии, заусенцев и т.д.

В зависимости от конструкции регуляторы имеют различные варианты компоновок и исполнения механизмов. Так, например, в одних конструкциях регуляторов главный золотник размещен непосредственно в колонке, а в других — отдельно от нее.

У электрогидравлических регуляторов, кроме обычной колонки, в которой размещаются выявительные элементы регулятора с гидромеханическими устройствами, устанавливают шкаф с электрическими устройствами, дополняющими схему регулирования.

Б. МОНТАЖ КОЛОНКИ УПРАВЛЕНИЯ

Колонку управления скрепляют болтами с бетонным основанием через фундаментную раму, которую ставят в предусмотренную для нее штрабу в перекрытии машинного зала.

7-4. CONTROL POSTS

A. MECHANICAL DESIGN AND PURPOSE

A control posts is, essentially, a welded or cast housing, usually rectangular in cross-section, accommodating manual and automatic control mechanisms of the hydraulic turbine.

Control posts are delivered to the construction site assembled and well packed. All the mechanisms of the control post are adjusted and tested on a special stand by the Manufacturer. In the process of installation it is only required to clean the units and parts from anti-corrosion coating and to check the parts for nicks, burrs and corrosion.

The arrangement and make of mechanisms depend on the governor design. For instance, the main slide valve of same speed governors is arranged immediately in the post and in other governors it is located separately.

When electric hydraulic speed governors are employed, in addition to a usual control post accommodating the detecting elements of the governor and hydro-mechanical devices a post with electrical devices complementing the governor circuit is installed.

B. INSTALLATION OF CONTROL POST

The control post is bolted to the concrete foundation through a foundation frame which is placed in a block-out made in the turbine room floor.

Выверку колонки по осям и высотной отметке выполняют тем же способом, что при монтаже маслобака МНУ. Допуски на установку колонки приведены в табл. 17.

Раму колонки, как и все другие закладные части гидроагрегата, перед сдачей под заливку бетоном надежно раскрепляют в штрабе и разваривают к выпускам арматуры. Места, сопрягаемые с бетоном, тщательно очищают от краски и нефтепродуктов. После того как штрабной бетон наберет 80% проектной прочности, производят ревизию механизмов колонки управления и присоединяют систему передач обратной связи. При этом с поверхности деталей и узлов удаляют консервирующие покрытия, прочищают все каналы и осматривают все детали, чтобы выявить, нет ли забоин, заусенцев и следов ржавчины. Обнаруженные на деталях и узлах дефекты сразу же устраняют.

Все эти работы следует выполнять в хорошо защищенном от осадков и пыли помещении при положительной температуре. Для этого над колонкой управления и МНУ обычно устраивают шатер из досок, который оборудуют, соблюдая правила пожарной безопасности, электрическими или другими нагревательными элементами.

7-5. МАСЛОПРИЕМНИКИ

А. КОНСТРУКЦИИ И НАЗНАЧЕНИЕ

Маслоприемник, которым оборудована поворотноголопастная гидротурбина, размещен, как правило, на корпусе статора возбудителя гидрогенератора. В некоторых иностранных конструкциях гидротурбин (с сервомотором рабочего колеса во фланцевом соединении валов) маслоприемник размещен вокруг этого фланцевого соединения.

Маслоприемник гидротурбины ЛМЗ на корпусе статора возбудителя гидрогенератора (рис. 220) состоит из литого основания 1, маслоотражателя 4, корпуса 5, буксы 6, штанг 2, наружной и внутренней, и шлицевого валика 7.

Маслоприемник соединен двумя нитками напорного трубопровода с распределительным золотником рабочего колеса; этот золотник находится в колонке комбинатора или непосредственно в колонке управления.

Через трубопроводы и соответствующие полости штанги рабочего колеса 3 масло под давлением направляется в ту или иную полость цилиндра сервомотора рабочего колеса. При этом угол разворота лопастей рабочего колеса изменяется в соответствии с заданной для данного напора и нагрузки комбинаторной зависимостью.

Основание маслоприемника представляет собой ванну, в которой собираются протечки масла через зазоры во втулках маслоприемника и сервомотора рабочего колеса. Из ванны масло поступает через сливную трубу в сливной бак МНУ.

The horizontal and vertical alignment of the post is made similarly to these operations at oil-drain tank installation. Tolerances for the control cabinet installation are given in Table 17.

Prior to concrete placing the control cabinet frame (like other embedded parts of the hydropower unit) is reliably secured in the block-out and welded to protruding reinforcement bars. Surfaces to be in contact with concrete are thoroughly cleaned from paint and oil products. After the block-out fill concrete gains 80 per cent of the design strength the control cabinet mechanisms are inspected and the feedback linkage is connected to them. In the process, anti-corrosion coating is removed from the units and parts, all the ducts are cleaned and all the parts are inspected to reveal nicks, burrs, and rust. All faults revealed on the units and parts are to be instantly corrected.

All these operations should be carried out indoors, at positive temperatures. The room should be adequately protected against precipitation and dust. To this end, a tent is usually made over the oil pressure plant and the control post. The tent is equipped with electric or any other type of heating facility, with fire safety rules observed.

7-5. OIL HEADERS

А. MECHANICAL DESIGN AND PURPOSE

The oil headers of adjustable-blade turbines are arranged as a rule, on the generator exciter frame. In some foreign makes of hydraulic turbines having the runner servomotor installed in the flange joint of the shafts the oil headers is arranged around this flange connection.

The oil header of turbines manufactured by the Leningrad Metal Works that is arranged on the generator exciter stator frame (Fig. 220) comprises cast support 1, oil deflector 4, housing 5, stuffing box 6, rods 2 (inside and outside ones) and splined spindle 7.

Two supply pipelines connect the oil header with the runner distributing slide valve. This slide valve is located in the combinator post or immediately in the control post.

Oil is fed under pressure through pipes and appropriate spaces in runner 3 operating rod into one or another space of the runner servomotor cylinder. In the process, the angle of the runner blade setting varies in accordance with the combinator relationship specified for the given head and load.

The oil header support is a bath accumulating oil leaking through gaps in the oil header and runner servomotor stuffing boxes. From this bath oil is drained via a pipe into the oil pressure plant drain tank.

In the earliest Soviet-made turbines the runner servomotor slide valve was arranged directly in the

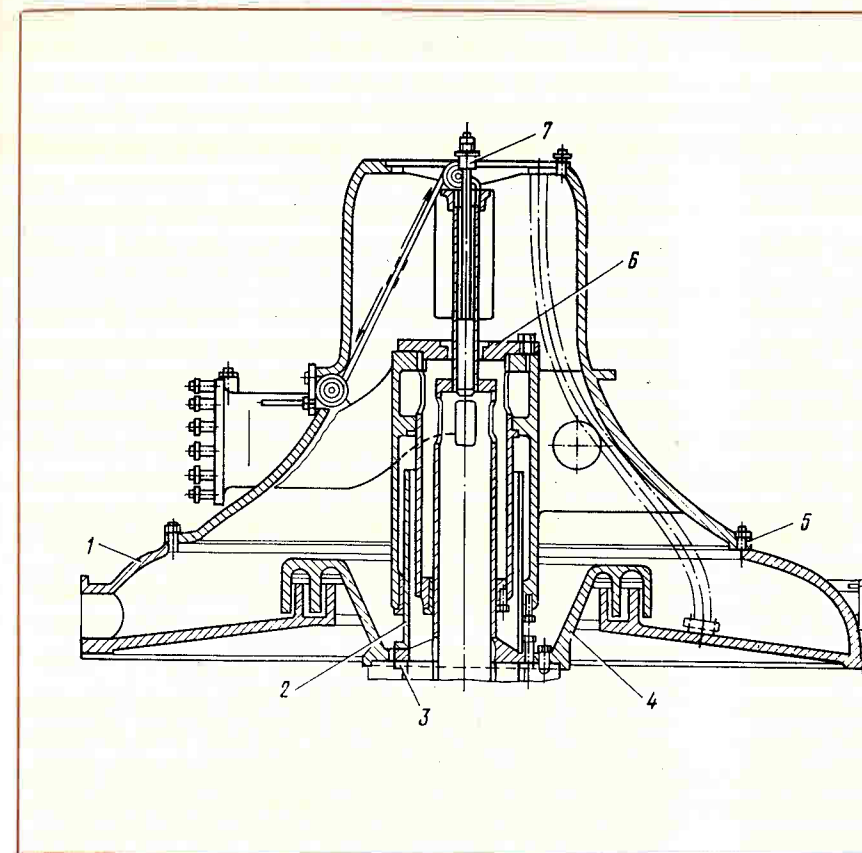


Рис. 220. Разрез маслоприемника

Fig. 220. Section through oil header

В наиболее ранних отечественных конструкциях золотник сервомотора рабочего колеса был размещен непосредственно в корпусе маслоприемника, а в иностранных — во втулке рабочего колеса. В зарубежных конструкциях гидротурбин до сих пор находят применение маслоприемники, на которых размещается клин комбинатора, почему их иногда называют колонками комбинатора.

Б. МОНТАЖ МАСЛОПРИЕМНИКА

Так как зазор между штангой маслоприемника и бронзовой втулкой в его корпусе должен быть малым (несколько сотых миллиметра), к соосности втулок и штанг при монтаже маслоприемников предъявляются повышенные требования. Корпус маслоприемника следует установить так, чтобы нижний опорный фланец основания маслоприемника был горизонтальным или отклонялся от горизонтали не более чем на 0,05 мм на 1 м его диаметра. При этом положение втулки относительно штанг должно обеспечивать практически равные по обоим взаимно перпендикулярным сечениям зазоры между втулкой и штангой. Невыполнение этих условий ухудшает работу двух трущихся пар, способствуя образованию задиров на сопряжениях.

Высокие требования предъявляются и к соосности кольцевых гребенок маслоотражателя и аналогичных гребенок на корпусе маслоприемника. Соосность гребенок должна обеспечивать равномер-

oil header housing, in the earliest foreign turbines it was located in the runner hub. In hydraulic turbines of foreign make up to now use is often made of oil headers mounting the combinator cam and for this reason these oil headers are sometimes termed combinator posts.

В. OIL HEADER INSTALLATION

Since the clearance between the oil header rod and the bronze bush in its housing is to be small (some hundredths of a millimeter) stringent requirements are imposed on the coaxiality of bushes and rods in the process of oil header assembling. The oil header housing is to be installed so that its bottom support flange is horizontal or the degree of inclination is not in excess of 0.05 mm per one meter of its diameter. With the levelled support the position of the bush in respect to the rods shall provide for practically equal clearances between the bush and the rod on the ends of two mutually normal diameters. If this condition is not complied with, the work of the friction pairs surfaces will be impaired promoting the formation of scores at the joints.

Stringent requirements are also imposed on the coaxiality of ring rakes of the oil deflector and of similar rakes on the oil header. Coaxiality of rakes

ность в зазорах не больше 0,15 мм. Превышение этой величины может привести к вибрациям маслоприемника и задеваниям подвижных гребенок о неподвижные.

Для выполнения монтажных работ в соответствии с изложенными требованиями рекомендуется соблюдать следующие условия.

Перед установкой маслоприемника на корпус возбудителя на монтажной площадке необходимо выполнить контрольную сборку его узлов. Для этого на монтажной плите надо установить мерные тумбы, на которые строго по уровню выставить основание корпуса. На гребенки основания устанавливают три-четыре мерные пластинки высотой, равной торцовому проектному зазору между неподвижной и подвижной гребенками. Затем на неподвижную гребенку ставят маслоотражатель, центрируют его по кольцевым зазорам и снимают формуляр этих зазоров по четырем равномерно расположенным по окружности точкам.

Высотное положение маслоотражателя относительно неподвижной гребенки фиксируют рисками.

После этого на основании монтируют корпус маслоприемника вместе с буксой и его штангой. Центрирование корпуса относительно основания производят по центрирующему буртику на маслоотражателе и наружной штанге маслоотражателя. Прицентрированный к основанию корпус маслоприемника штифтуя и разбирают узел для установки его на постоянное место.

Детали узла маслоприемника монтируют в такой последовательности. Основание корпуса маслоприемника ставят на корпус возбудителя по осевым меткам. Между их сопрягающимися фланцами для защиты от подшипниковых токов прокладывают изоляционную двухслойную прокладку, перекрывая стыки обоих слоев. В отверстия для крепления болтов заводят изоляционные втулки, а под головки болтов подкладывают металлические и изоляционные шайбы. Затем устанавливают маслоотражатель на подставку вала, центрируя его по посадочному буртику. Основание центрируют к маслоотражателю по сделанному при контрольной сборке формуляру. Высотное положение его контролируют по нанесенным ранее рискам, а горизонтальность — по уровню.

Штангу маслоприемника устанавливают по центрирующему буртику, обеспечивая отсутствие забоин и заусенцев на фланцах сопряжения штанги с подставкой вала.

Корпус маслоприемника с закрепленной в нем буксой, направляя по наружной штанге маслоприемника, ставят на подогнанные при предварительной сборке штифты.

Чтобы избежать задиров в бронзовой втулке во время опускания корпуса на основание, застропку корпуса к гаку крана делают так, чтобы его верхняя точечная плоскость, проконтролированная уровнем, была строго горизонтальной.

should ensure the difference in clearances not in excess of 0.15 mm. Excess in this difference may result in vibrations of the oil header and in brushing of the moving rakes against the stationary ones.

It is recommended to follow the below-stated conditions of installation operations.

Prior to installing the oil header into the exciter stator frame, its units are to be assembled on the assembly floor for a check-up. To do this, measuring supports are to be installed on the assembly plate and the housing support is to be placed and levelled thereon. Three or four adjusting shims are placed onto the support rakes. The thickness of shims is to be equal to the specified clearance between the moving and stationary rakes. Then the oil deflector is placed on the stationary rake and aligned in respect to the annular clearance. Then the record sheet of these clearances is drawn up and, the clearances measured at the ends of two mutually normal diameters.

The elevation of the oil deflector in respect to the stationary rake is marked with notches.

This being completed, the oil header housing, together with the stuffing box and rod, is to be mounted on the support. The housing is centred in respect to the support with the help of a pilot fillet on the oil deflector and the oil deflector outer rod. The oil header centred in respect to the support is fixed by pins and the unit is dismantled to be then installed into its permanent position.

The parts of the oil header are to be assembled in the following order. The support of the oil header housing is placed on the exciter stator frame against centre-line marks. A two-layer insulating gasket is placed between the mating flanges for protection against bearing currents. The joints in both insulating layers are to be overlapping. Insulating sleeves are to be inserted into bolt holes and steel and insulating washers placed under the bolt heads. Then the oil deflector is installed on the shaft support and centred against the pilot fillet. The support is centred in respect to the oil deflector on the basis of the record sheet compiled during the check-up assembly. The elevation of the support is controlled with the help of marks made earlier, the levelling is checked with the help of a level.

The oil header rod is installed against the pilot fillet. Nicks and burrs on the mating flanges of the rod and shaft extension are to be eliminated.

The oil header housing accommodating the stuffing box is placed onto pins fitted in the process of check-up assembly. The housing is guided in this process on the outer rod of the oil header.

In order to avoid formation of nicks in the bronze bush when placing the housing onto the support the housing should be slinged on the crane hook so that its upper machined surface aligned with the help of level is strictly horizontal.

7-6. ЗАПОЛНЕНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ МАСЛОМ

Сразу же после окончания монтажа всех узлов необходимо сначала тщательно очистить и осмотреть все маслосоединения и трубопроводы системы регулирования и ее кинематику и затем заполнить их маслом. Масло должно удовлетворять предъявляемым к нему требованиям. Поэтому пробы для анализа масла берут до и после заполнения системы, а также непосредственно перед постановкой гидроагрегата на обороты. При обнаружении загрязнений или влаги, образующейся в большинстве случаев за счет конденсатов, масло очищают и сушат, неоднократно прогоняя через фильтр-пресс и центрифугу, работающие по замкнутому циклу.

Система заполняется маслом по специальным маслопроводам, подведенным к МНУ из маслохозяйства ГЭС, или непосредственно из цистерны или другой емкости. Вначале масло наливается в сливной бак МНУ до самой верхней отметки на указателе уровня, а потом уже из бака насосы МНУ перекачивают его в маслонапорный котел, создавая там определенное давление. После того как маслосос будет заполнен, насос через пробку в корпусе заполняют маслом и пускают на холостую работу, при которой он в течение нескольких минут через открытый перепускной клапан перекачивает масло обратно в сливной бак.

Убедившись в нормальной работе насоса и двигателя, осторожно опускают поршень перепускного клапана, переводя работу насоса на котел МНУ. Масло накачивается в котел до половины маслоуказателя на котле, что соответствует примерно 40% его объема. Затем производят 10-минутное гидравлическое испытание котла и установленной на нем арматуры повышенным давлением, равным 1,25 рабочего. Для этого котел осторожно заполняют маслом от насоса МНУ при открытой в нем верхней пробке, через которую выходит воздух. При отсутствии пробки воздух из верхней полости котла выпускают через специальную трубку с загнутым концом. Трубку закрепляют к котлу так, что один конец ее выведен в атмосферу, а другой подходит близко (на 5—10 мм) к верхней сфере внутренней части котла.

Выпустив воздух из котла, верхнее отверстие в нем закрывают, а при наличии трубки заглушают ее конец, выведенный в атмосферу. Затем ручным гидропрессом поднимают в котле МНУ давление, поддерживая его в течение 10 мин. После этого давление снижают до рабочего и тщательно осматривают котел. Окончив осмотр, давление снижают до нуля и масло спускают в сливной бак МНУ.

Затем маслонапорную установку настраивают на поддержание пониженного давления (обычно 6—

7-6. FILLING THE SPEED GOVERNING SYSTEM WITH OIL

As soon as all the units are assembled and installed, all the oil containers and pipelines of the speed governing system should be first cleaned and examined, and then filled with oil. Oil shall meet all the requirements imposed on oil for speed governing system. Because of this oil samples are taken for analysis prior to filling the system and after filling and just prior to the first start of the unit. In case impurities or moisture caused in most cases by water condensation are found, the oil is to be conditioned and dried by repeatedly passing it through a pressure filter and centrifuge operating in a closed cycle.

The system is filled with oil through special oil pipelines, brought to the oil pressure plant from the hydroelectric power plant oil facilities or directly from a tank car or any other container. First oil is poured into the oil drain tank of the oil pressure plant up to the highest mark on the level indicator and then it is pumped from the drain tank into the oil-pressure tank creating the required pressure in this tank. After filling the oil-pressure tank the pump is primed with oil through a hole in the pump housing and started at no load. With the pump running idle oil is pumped back into the drain tank through the open by-pass valve in the course of few minutes.

On making sure that the pump and the motor operate normally, the by-pass valve disk is lowered with caution directing thus the pumped oil into the oil-pressure pump. Oil is pumped into the oil-pressure pump until it reaches half the oil level indicator height; this corresponds to about 40 per cent of the tank storage capacity. Then the tank and the fitting on the tank are tested for 10 minutes at a hydraulic pressure 1.25 of the rated pressure. To this end, the tank is carefully filled with oil from the oil pressure plant pump, with the upper plug being removed from the tank to provide for air release. In case no plug is provided in the tank, air is released from the tank upper space through a special pipe with a bent end. The pipe is mounted on the tank so that its one end is open to the atmosphere and the other end is 5 to 10 mm near the upper sphere of the inner space of the tank.

On escape of air from the tank the upper hole in the tank is closed and in case the air release pipe is provided its end open to the atmosphere is plugged. Then with the help of a hand-driven hydraulic pump the pressure in the oil-pressure tank is raised and maintained for 10 minutes. Then the pressure in the tank is reduced to the working value and the tank is examined carefully. Upon completion of examination the pressure is reduced to zero and oil is drained into the oil drain tank.

Then the oil pressure plant is adjusted to maintain reduced pressure (usually from 6 to 10 kgf/cm²) suf-

10 кгс/см²), достаточного для предварительных наладочных работ по системе регулирования при незаполненной спиральной камере.

Заполнять систему маслом и продолжать ее испытание следует весьма осторожно, не допуская нахождения кого-либо на маслоприемнике, рабочем колесе, в спиральной камере и на крышке гидротурбины. Регулятор переводят на ручное управление, а при отсутствии его ограничитель открытия подводят в крайнее положение „Закрыто“. Кроме того, масло должно медленно заполнять систему; это исключит возможность образования в ней воздушных мешков, которые способствуют толчкам и ударам.

Для заполнения системы первоначально открывают вентили, подающие масло под давлением в колонку регулятора и к блокировочным золотникам схемы управления. При этом напорные гидроклапаны и задвижки с ручным приводом на трубопроводах, идущих к главным золотникам, закрыты.

Для вытеснения воздуха из системы гидроблокировки действие ее механизмов многократно опробуют по имитированной схеме. Затем при открытых гидроклапанах открывают на небольшую величину (два-три оборота штурвала) задвижки с ручным приводом, которые установлены на напорных маслопроводах, идущих к главным золотникам системы регулирования.

Появление на манометрах, подключенных к главным золотникам, давления, равного давлению в котле МНУ, свидетельствует о том, что система маслом заполнена. Тогда напорные задвижки перед главными золотниками открывают полностью и приступают к проверке системы регулирования при сухой спиральной камере.

Воздух из системы выпускают многократным перемещением поршней сервомоторов в их крайние положения.

8. ПУСКОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ 8. PRE-OPERATIONAL TESTS OF HYDROPOWER UNITS

8-1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ О ПУСКОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ

Каждый смонтированный гидроагрегат перед вводом его в промышленную эксплуатацию должен быть всесторонне осмотрен и испытан по специальной программе. Эта программа включает в себя следующие четыре цикла работ: 1) осмотр и проверку действия отдельных узлов и механизмов до заполне-

ния водой водопроводящего и водоотводящего трактов; 2) осмотр и проверку действия отдельных узлов и механизмов при заполненных водой отсасывающей трубе и спиральной камере; 3) пуск гидроагрегата и испытание его на холостом ходу и после остановки; 4) нагрузочные испытания гидроагрегата.

Более полные испытания гидроагрегатов, например определение к.п.д. обычно проводятся в период промышленной эксплуатации.

Руководит всеми предпусковыми и пусковыми проверками и испытаниями, а также вводом гидроагрегата в эксплуатацию пусковая комиссия, организуемая заблаговременно. Для непосредственного участия в предпусковых и пусковых испытаниях пусковая комиссия из числа своих членов и привлеченного персонала монтажных организаций и эксплуатации организует специализированные секции. Члены этих секций в пределах своих сфер действия осматривают, проверяют и испытывают отдельные узлы и механизмы гидроагрегата, оформляя свою работу соответствующими актами, протоколами и формулярами. Кроме того, секции проверяют также всю техническую документацию на выполнение в процессе монтажа проверки и испытания, в том числе и по скрытым работам. Рассматривая исполнительную техническую документацию, которую предъявляют монтажная и строительная организации, секция делает выборочную контрольную проверку соответствия данных формуляра фактическим данным.

Пусковая комиссия рассматривает материалы работы секций и принимает решение о заполнении отсасывающей трубы и спиральной камеры водой. Затем она тщательно осматривает блок гидроагрегата и другие устройства, связанные с водотоком, а также проверяет все техническое водоснабжение. Убедившись в исправности всего водонапорного тракта по блоку гидроагрегата и в надежности действия водооткачивающих и водоподводящих технических устройств, пусковая комиссия разрешает поставить гидроагрегат на обороты и начать его программные испытания.

Следует заметить, что все проверки и испытания как отдельных узлов, так и гидроагрегата в целом можно проводить только при положительной температуре не ниже 5°C в пределах блока пускового гидроагрегата. Это необходимо для того, чтобы исключить возможное размораживание водоподводящих устройств, труб системы охлаждения гидрогенератора и смазки подшипника гидротурбины. Кроме того, по условиям работы подшипника и регулятора скорости в зонах их установки должны быть созданы местные положительные температуры не ниже +15°C.

Следует заметить, что все проверки и испытания как отдельных узлов, так и гидроагрегата в целом можно проводить только при положительной температуре не ниже 5°C в пределах блока пускового гидроагрегата. Это необходимо для того, чтобы исключить возможное размораживание водоподводящих устройств, труб системы охлаждения гидрогенератора и смазки подшипника гидротурбины. Кроме того, по условиям работы подшипника и регулятора скорости в зонах их установки должны быть созданы местные положительные температуры не ниже +15°C.

Следует заметить, что все проверки и испытания как отдельных узлов, так и гидроагрегата в целом можно проводить только при положительной температуре не ниже 5°C в пределах блока пускового гидроагрегата. Это необходимо для того, чтобы исключить возможное размораживание водоподводящих устройств, труб системы охлаждения гидрогенератора и смазки подшипника гидротурбины. Кроме того, по условиям работы подшипника и регулятора скорости в зонах их установки должны быть созданы местные положительные температуры не ниже +15°C.

8-1. GENERAL

Each erected hydropower unit is to be subjected to comprehensive inspection and tests in conformity to a special program prior to putting it into commercial operation. The program comprises the following four cycles: (1) examination and check-up of individual units and mechanisms for serviceability

prior to filling the headrace and tailrace water passages with water; (2) examination and check-up of individual units and mechanisms for serviceability with the scroll case and draft tube filled with water; (3) start of the hydropower unit and its test under no-load conditions and after stoppage; (4) on-load tests.

More extensive tests, such as determination of the unit efficiency, are usually carried out in the course of commercial operation of the unit.

All pre-start and start-period inspections and tests as well as putting the unit into operation are conducted under the guidance of the starting commission which is to be appointed in advance. The commission organizes specialized sections formed up of the commission members, erection organizations and operation staff employees to take part in the pre-start and starting tests. The members of these sections examine and check individual sub-assemblies and mechanisms of the hydro-unit within the limits of activity pre-set for the section and record their findings in appropriate statements, records and blank-forms. In addition, the sections inspect also all technical documentation pertaining to tests and checks to be carried out in the course of equipment erection, including documentation on early-failure work. While examining the finished plans submitted by the installation and construction organizations, the section performs sampling check-ups of the blank-form data for compliance with the actual data.

The starting commission examines the results of the section activity and takes a decision for filling the draft tube and scroll case with water. Then it closely examines the hydropower unit and other arrangements communicating with water conveyance passages and also checks the service water supply system. Having made sure that all the water passages of the hydropower unit and the pumping and water-conveyance systems are in good condition, the starting commission permits the start of the hydropower unit and its tests in conformity to the tests program.

It should be noted that all checks and tests of individual sub-assemblies of the unit as well as checks and tests of the unit as a whole may be carried out only at an ambient temperature within the unit under test not less than 5°C above zero. This condition is aimed at precluding possible freezing of water in water passages, generator cooling system piping and the turbine guide bearing lubrication system piping. Besides, to ensure normal operation of the thrust bearing and the speed governor, local ambient temperatures in the places of their installation not less than 15°C above zero are to be provided.

8-2. ОСМОТР И ПРОВЕРКА ДЕЙСТВИЯ ОТДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ И МЕХАНИЗМОВ ГИДРОАГРЕГАТА ДО ЗАПОЛНЕНИЯ ВОДОЙ ВОДОПОДВОДЯЩЕГО И ВОДООТВОДЯЩЕГО ТРАКТОВ

А. ОСМОТР И ПРОВЕРКА ЗАКЛАДНЫХ ЧАСТЕЙ ГИДРОАГРЕГАТА

Перед заполнением водой водоподводящего и водоотводящего трактов все закладные части гидроагрегата необходимо тщательно осмотреть и проверить, особенно монолитность соединения их с бетоном и плавность сопряжения отдельных узлов и деталей проточной части гидротурбины. Проверке подвергаются облицовки отсасывающих труб, камеры рабочих колес, фундаментные кольца, статоры и спиральные камеры гидротурбин, а также фундаментные плиты статоров и крестовин гидрогенераторов и другие узлы и части агрегата, заливаемые бетоном.

Монолитность сопряжения определяют простукиванием ручником: глухой звук означает наличие неплотностей, требующих инъекции бетона в пустоты до заполнения соответствующего тракта водой.

При осмотре мест сопряжения в проточной части гидротурбины следует убедиться в плавности перехода в местах сопряжения деталей с тем, чтобы величины уступов не превышали значений, приведенных в табл. 1.

Кроме того, надо проверить действие и плотность закрытия спускного клапана спиральной камеры, а также надежность креплений и плотность сопряжения люков спиральной камеры и отсасывающей трубы и съемного люка крышки гидротурбины.

Б. ОСМОТР И ПРОВЕРКА ГИДРОГЕНЕРАТОРА

До заполнения спиральной камеры водой весь гидрогенератор и его систему возбуждения требуется тщательно очистить от мусора и посторонних предметов и продуть сухим сжатым воздухом, затем также тщательно осмотреть все узлы гидрогенератора с тем, чтобы не допустить постановки гидроагрегата на обороты с какими-нибудь посторонними предметами на нем или плохо законтренными креплениями сопрягаемых узлов и деталей. При этом особое внимание надо уделить креплениям узлов и деталей на вращающихся частях гидрогенератора и его системе возбуждения, а также на частях, подвергающихся в процессе работы повышенными вибрациями от вентиляционных потоков воздуха.

Надо твердо помнить, что любая плохо закрепленная или ненадежно расконтренная деталь при отвертывании и отрыве в процессе работы может вызвать серьезную аварию, вплоть до пожара в гидрогенераторе.

8-2. EXAMINATION AND CHECK-UP OF INDIVIDUAL SUB-ASSEMBLIES AND MECHANISMS OF THE HYDROPOWER UNIT PRIOR TO FILLING HEADWATER AND TAILWATER PASSAGES WITH WATER

A. EXAMINATION AND CHECK-UP OF THE HYDROPOWER UNIT EMBEDDED PARTS

Prior to filling the headwater and tailwater passages with water, all embedded parts of the hydropower unit are to be thoroughly examined and tested, particular attention being paid to their tight connection with concrete and to a smooth junctions between individual sub-assemblies and parts of the turbine water passages. Draft tube and throat ring linings, foundation rings, stay rings and scroll cases of the turbines, as well as the foundation plates of the generator stators and spiders, and other parts of the power unit in contact with concrete are to be checked.

The tightness of the contact with concrete is checked by percussion with a hammer; a dull sound indicates presence of cavities which must be filled with concrete prior to filling the respective water passage with water.

When examining the joints in the turbine water passages the smoothness of transitions of joints is to be checked to make sure that the height of juts is not in excess of values given in Table 1.

Besides, it will be necessary to check the functioning and tightness of closure of the drain valve of the scroll case as well as the dependability of fixtures and tightness of hatches in the scroll case and draft tube and of the removable hatch in the turbine headcover.

B. EXAMINATION AND CHECK-UP OF THE GENERATOR

The generator and its excitation system are to be thoroughly cleaned of sweepings and foreign bodies and blown down with dry compressed air prior to filling the scroll case with water. Then all the generator parts are to be thoroughly examined to prevent the generator starting with any foreign bodies in it or with poorly locked fastenings of mating parts. Special attention is to be given in doing so to the fixation of sub-assemblies and components on rotating parts of the generator and excitation system, and also on parts subjected in operation to excessive vibrations due to cooling air flow.

It should be remembered that any inadequately fixed or unreliably locked part may get loose or come off in operation causing a serious damage to the generator and even may set the generator on fire.

Осмотр гидрогенератора и, в первую очередь, его вращающихся частей, воздухоразделяющих щитов и обмотки статора обычно проводят одновременно несколько человек, которые, идя друг за другом, осуществляют повторный контроль. При этом осматривают все болтовые соединения на роторе, статоре и воздухоразделяющих щитах. Кроме того, на роторе осматривают сварные соединения тем, чтобы не пропустить в них трещин. Воздушный зазор между расточкой статора и полюсами ротора гидрогенератора, а также в системе возбуждения просматривают, просвечивая переносной лампой сверху и снизу полюсов. Через зазоры протаскивают по кругу веревки с тем, чтобы убедиться в отсутствии в воздушном пространстве посторонних предметов.

В последнее время для просмотра воздушных заворов и других труднодоступных для глаз (расположенных под некоторым углом к лучам зрения) мест стали использовать оптические приборы.

После осмотра воздушных зазоров выборочно проверяют их величины, сопоставляя эти величины с данными формуляра, составленного в процессе монтажа.

При осмотре лобовых частей обмотки статора особое внимание следует уделять чистоте поверхности головок и отсутствию на них повреждений. Обнаруженные вмятины или царапины, в зависимости от характера повреждений, необходимо устранить путем переизоляции головок или покрытия поверхности головок лаком.

При осмотре контактных колец и траверс со щеткодержателями следует обращать внимание на места стыков колец, на надежность крепления траверс и щеткодержателей, а также на плотность прилегания щеток к кольцам и коллектору. Стыки колец не должны иметь уступов, а торцы щеток должны плотно прилегать к кольцу или коллектору. Обнаруженные на кольцах уступы нужно проточить на оборотах агрегата, применяя специальный суппорт. Плохо прилегающие к кольцу или коллектору щетки для предотвращения искрений надо притереть по кольцу или коллектору стеклянной шкуркой, многократно протаскивая ее между щеткой и кольцом и между щеткой и коллектором.

Кроме перечисленных работ по гидрогенератору, при сухой спиральной камере производится проверка действия тормозной системы, а также в зависимости от конструкции осмотр или осмотр с проверкой действия системы пожаротушения.

Тормозную систему проверяют в режимах торможения и подъема ротора. Тормозящее действие системы испытывают многократной подачей в тормоза воздуха из котла МНУ и последующим выпуском его в атмосферу через клапан сливного трубопровода. При этом колодки тормозов должны легко поджиматься к тормозному диску при подаче воздуха и свободно отходить от диска при его выпуске.

Examination of the generator, and first of all of its rotating parts, air bafflers and the stator winding is usually carried out by a team of several persons who inspect repeatedly the generator going one after another. In the action, all bolted connections on the rotor, stator and air bafflers are to be examined. Besides, welded joints of the rotor are to be inspected to reveal possible cracks in them. The air gap between the stator bore and the generator rotor poles as well as that in the excitation system should be examined by means of a portable lamp illuminating the space from above and beneath the poles. Cords are to be pulled through the gaps around the rotor to make sure that there are no foreign bodies present in the air-gap clearance.

Recently optical instruments have found application for the inspection of air gaps and other hard-to-get at places (located at a certain angle to the direction of sight).

Upon examining the air gaps a sampling check of their values is made and these values are compared against those specified in the record sheet that has been filled up during the generator erection.

While examining the coil ends of the stator winding, special attention should be given to the cleanliness of their surfaces and to the absence of injuries on them. Dents or scratches, if detected, are to be eliminated by re-insulation of the coil ends or by coating them with varnish, depending on the nature of damage.

While examining the slip rings and brush yokes, attention should be given to the ring joints, reliability of brush yokes and brush holders and to the brush fitting to the slip rings and commutator. The joints of the rings should have no protrusions and the butt ends of brushes should be tightly fitted to the slip ring or commutator. Any protrusion detected on the slip rings is to be turned down with the generator running at rated speed using a special support for the purpose. Brushes poorly fitted to the slip rings or commutator should be bedded to fit the ring or commutator circumference to prevent their sparking. To this end, a strip of sandpaper is to be drawn repeatedly back and forth between the brush and the ring or between the brush and the commutator.

In addition to the above-listed checks of the generator, the braking system is to be checked for serviceability with the scroll case empty and also, the fire extinguishing system is to be examined and, in some designs, checked for functioning.

The braking system is to be tested in the rotor braking and lifting duties. The braking action of the system is tested by repeated supply of air from the oil-pressure plant tank to the brakes, with its subsequent release into the atmosphere through the drain pipeline valve. In the process, the brake shoes shall easily press against the brake disk when air is supplied and easily go away from the disk when the air is relieved.

Для проверки системы, действующей как гидродомкраты, ротор гидроагрегата поднимают домкратами (тормозами), проверяют, нет ли протечек через манжеты, фиксируют величину давления в системе, а также замеряют прогиб грузонесущей крестовины от действия веса ротора гидроагрегата и зазоры между колодками тормозов и тормозным диском (при опущенных колодках).

Систему пожаротушения в зависимости от конструкции или только осматривают (например, в водяном варианте надо только убедиться в надежности крепления звеньев трубопровода между собой и всего трубопровода к опорам) или осмотр совмещают с проверкой действия системы. Если же система пожаротушения снабжена установкой CO_2 , то действие самой системы и всех элементов автоматики подвергают полной проверке.

В. ОСМОТР И ПРОВЕРКА ДЕЙСТВИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРОАГРЕГАТА

Вспомогательное оборудование независимо от проведенных в процессе монтажа проверок обязательно осматривают и испытывают непосредственно перед пуском гидроагрегата. Испытаниям подвергаются следующие элементы.

Клапаны срыва вакуума. При проверке их действия определяют величину хода клапана и время его закрытия, которое не должно отличаться от заданного в проекте более чем на 10%.

Масляный лекажный агрегат проверяют при включении его вручную от кнопки и автоматически от поплавкового устройства.

Холостые выпуски. При проверке действия холостых выпусков определяют величину хода клапана и время его открытия и закрытия, которое не должно отличаться от заданного проектом более чем на 10%. В зависимости от конструкции методика испытаний холостых выпусков различна и в каждом конкретном случае обусловлена проектом.

Устройства откачки воды с крышки гидротурбины подвергают следующей проверке: на крышку гидротурбины от какого-либо источника питания заливают воду и самовсасывающий насос включают вручную и от поплавкового устройства. При этом фиксируют объем воды и время, за которое эта вода откачивается.

Эжекторное устройство, работающее от спиральной камеры, проверяют подачей в него воды от насоса технического водоснабжения.

Системы смазки и охлаждения гидроагрегата. При наличии насосов для принудительной смазки и охлаждения проверяют их действие, по показателям течения наблюдают за

To check the system in the rotor lifting duty, the rotor is to be lifted on hydraulic jacks (brakes), the seal glands are to be checked for leakage, the pressure within the system is measured and the deflection of the lifting cross-beam under the rotor mass and the clearances between the brake shoes and the brake disk plate (with the shoes lowered) are to be measured.

Depending on the design, the fire-extinguishing system is either examined only (for instance, in the case of a water fire-extinguishing system it is only required to check to dependability of pipe sections interconnection and of the pipeline securing to supports) or the examination is combined with the test of the entire system. In case the system is equipped with a carbon-dioxide fire-extinguishing plant, the functioning of the entire system and of all the automatic-control elements is to be checked.

C. EXAMINATION AND TEST OF THE HYDROPOWER UNIT AUXILIARY EQUIPMENT

Irrespective of checks carried out during the power unit installation the auxiliary equipment of the unit is to be examined and tested immediately prior to starting the unit. The following pieces of equipment are to be tested.

The vacuum break valve. While testing the valves for functioning, the valve lift and the closure time are to be measured. These values should not differ from those specified by the design by more than 10 per cent.

The oil leakage pump unit is tested by starting it manually from a push-button and automatically from a float device.

Waste relief valves. When testing the waste relief valves, the valve lift and the closure and opening time are to be determined. These values should not differ from those specified by the design by more than 10 per cent. The test procedure for different waste relief valves differs with their particular design.

Pumping units for removing water from the turbine headcover are tested in the following way: water is poured onto the headcover from any source and the self-priming pump is switched on manually and automatically from the float device. The amount of water and the time required for pumping out this water are measured in the action.

The ejector actuated by pressure in the scroll case is tested by supplying water to this ejector from the service water supply system pump.

Hydropower unit lubrication and cooling systems. If forced lubrication and cooling pumps are furnished, they are to be tested for serviceability. The flow indicators are to be observed

поступлением масла к местам смазки и воды в охладители, следят, нет ли протечек в системах смазки и охлаждения. Если система не имеет принудительной смазки, то проверяют только плотность ванн, трубопроводов и уровень масла в ваннах, а при опробовании системы смазки цапф лопаток направляющего аппарата — и наличие в стаканах набитой перед пуском смазки.

При питании охладителей и подшипника гидротурбины водой из спиральной камеры проверка действия системы производится после затопления спиральной камеры.

Г. ПРОВЕРКА ДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Действие отдельных механизмов регулятора и в целом всей системы регулирования может быть проверено в различной технологической последовательности, диктуемой конкретными местными условиями. Независимо от принимаемой последовательности перед пуском гидроагрегата должны быть выполнены следующие основные проверки: 1) проверка действия механизма ручного регулирования и ограничителя открытия; 2) определение мертвых ходов и заеданий в передачах системы регулирования; 3) проверка действия катаракта изодромного механизма; 4) определение зависимости открытия направляющего аппарата от положения сервомотора; 5) проверка комбинаторной зависимости; 6) определение перестановочных усилий в сервомоторе направляющего аппарата; 7) определение времени закрытия и открытия направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса.

Проверка действия механизма ручного регулирования и ограничителя открытия. С помощью механизма ручного регулирования производится медленное открытие и закрытие направляющего аппарата до крайних его положений. Начинать испытание рекомендуется так, чтобы цикл движения совершался за 30—40 с, постепенно уменьшая это время с каждым последующим циклом движения.

Окончив проверку механизма ручного регулирования, регулятор переводят на автоматическое регулирование и при помощи ограничителя открытия производят такие же убыстряющие циклы движения.

Одновременно с закрытием и открытием направляющего аппарата испытывают правильность действия механизмов ручного регулирования и ограничения открытия. При этом обращают внимание на отсутствие в сочленениях механизмов заметных люфтов, а также на реагирование поршня сервомотора на каждое малое смещение рукоятки ограничителя или штурвала ручного регулирования. Наличие больших трений и упругости в рычажно-тяговой передаче к ограничителю приводит к тому, что поршень сервомотора совершает возвратно-поступательные движения (в несколько десятков миллиметров) при неподвижном механизме ограничения открытия.

to check for the supply of oil to points of lubrication and water into the coolers; the lubrication and cooling systems are to be checked for leakage. In case no forced lubrication is provided in the system, only tightness of oil baths and pipelines and oil level in the baths are to be checked. When testing the wicket gate stems, the cups are to be checked for grease packed therein prior to starting.

In case the coolers and the turbine guide bearing are supplied with water from the scroll case, the lubrication and the cooling systems are to be tested after the scroll case has been tested.

E. SPEED GOVERNING SYSTEM TEST

Functioning of individual mechanisms of the speed governor and of the entire speed governing system as a whole can be checked using various procedures depending on the environmental conditions. Irrespective of the adopted test procedure, the following principal checks are to be performed prior to starting the hydropower unit: (1) checking the functioning of the manual control mechanism and of the wicket gate opening limiter; (2) determining backlashes and sticking in the governor system drives; (3) checking the functioning of the proportional and integral controller dashpot; (4) determining the wicket gate opening as function of the servomotor position; (5) checking the combinator adjustment; (6) determining the reset forces in the wicket gate servomotor; (7) determining the time required for the wicket gate closure and opening and for the adjustment of the runner blades.

Checking the manual control mechanism and the wicket gate opening limiter. Slow opening and closure of the wicket gate to its extreme positions is carried out with the help of the manual control mechanism. It is advisable to start the test with the movement cycle lasting for 30 to 40 seconds, reducing this time with each subsequent movement cycle.

Upon accomplishing the test of the manual control mechanism, the speed governor is switched over to automatic control and using the wicket gate opening limiter the same ever accelerated movement cycles are performed.

Simultaneously with the closure and opening of the wicket gates the proper functioning of manual control mechanisms and of the opening limiter is to be tested. In doing this, attention is to be given to the absence of appreciable play in the joints of the mechanisms as well as to the response of the servomotor piston to every slight displacement of the limiter handle or of the manual control wheel. Severe friction and elasticity in the linkage with the limiter results in reciprocating motion (some tens of millimeters) of the servomotor piston with the opening limiter being motionless.

При заеданиях и упругости обратная связь не может плавно перемещаться при движении сервомотора. Поэтому золотник не плавно возвращается в свое среднее положение, а делает „скачки“, переходя это среднее положение, когда накопится достаточно упругих сил в передаче.

Одновременно с проверкой заеданий и упругости определяют величину максимально возможного открытия направляющего аппарата и сравнивают ее с величиной открытия, предусмотренной проектом. Если фактическое открытие направляющего аппарата получается меньше предусмотренного проектом, то следует устранить причины, препятствующие достижению проектной величины. Этими причинами обычно являются рассогласованность движения поршней сервомоторов, при которой один из них становится на упор при положении полного открытия, а другой в закрытом положении, или недостаточный ход вспомогательного сервомотора регулятора.

Определение мертвых ходов и заеданий в передачах системы регулирования. Для определения мертвых ходов и заеданий в передачах системы регулирования у штока сервомотора направляющего аппарата и у стакана катаракта устанавливают по одному индикатору. Затем сервомоторы приводят в медленное движение и проверяют по стрелкам индикаторов плавность движения обратной связи, которая характеризуется отсутствием скачков стрелок на индикаторах. Записывая показания индикаторов для ряда последовательных неподвижных положений поршня, полученных в результате его перемещений как в сторону закрытия, так и в сторону открытия, определяют величину мертвого хода. Эта величина согласно нормам не должна превышать 0,5% от полного хода поршня сервомотора.

Если на графике, построенном при закрытии и открытии направляющего аппарата, кривые совпадут, то, следовательно, мертвых ходов и сил трения, имеющих практическое значение, нет. Если кривые не совпадут, но будут параллельными, то это говорит о том, что в системе есть мертвые хода, но нет ощутимых заеданий. При наличии же мертвых ходов и значительных заеданий кривые не совпадут и не будут параллельными.

При выявлении в передаче к главному золотнику или в выключающей передаче заеданий либо мертвых ходов, величина которых больше допустимой, необходимо все шарниры тщательно проверить и устранить дефекты.

Проверка действия катаракта из о з д р о м н о г о м е х а н и з м а. Поршень катаракта, смещенный в ту или иную сторону, должен легко, свободно и плавно возвращаться в свое среднее положение, причем значительный зазор между поршнем и цилиндром катаракта недопустим. Если при возврате поршня в среднее положение наблюдаются рывки или заедания, необходимо убе-

Stick and elasticity prevent smooth motion of the regenerative coupling with the servomotor motions. For this reason, the slide valve does not return to its middle position smoothly but makes a "jump" by-passing this middle position when a sufficient force of elasticity is accumulated in the linkage.

While checking the linkage for sticking and elasticity, it is necessary to determine the maximum possible opening of the wicket gates and the value obtained is to be compared with the design data. In case the actual wicket gate opening is less than the specified value, the causes of inadequate opening must be eliminated. Inadequate opening of the wicket gates is usually the result of mismatched motions of the servomotors pistons in which case one of the pistons reaches the extreme position with the wicket gate fully open and the other, with the wicket gate fully closed or it may be caused by insufficient stroke of the speed governor auxiliary servomotor.

Determination of backlashes and sticking in the governor system drives. In order to determine the backlashes and sticking in the governor system drives one dial gauge is installed at the reach rod of the wicket gate servomotor and another dial gauge, at the dashpot. Then the servomotors are set into a slow motion and by observing the dial gauges the smoothness of the regenerative coupling motion is checked by the absence of jumps of the dial gauge pointers. The backlash is determined from the dial gauge readings recorded for a series of successive stationary positions of the piston obtained while it travelled both in the direction of closure and opening. The backlash shall be not in excess of 0.5 per cent of the complete stroke of the servomotor piston, according to specifications.

In case the curves plotted for the wicket gate closure and opening coincide it means that no backlashes and friction forces of any practical importance are present. If the curves do not coincide but are parallel it is an indication that the backlashes in the system are present but no appreciable sticking occurs. In the event of considerable backlashes and sticking the curves will not coincide and will not be parallel.

When in the main slide valve drive or in the tripping transmission some sticking or backlashes are revealed and their values are in excess of allowable data all hinges should be carefully examined and the defects should be eliminated.

Checking the proportional and integral controller dashpot. The dashpot piston, on its shifting into one or another side, should easily, freely and smoothly return to its middle position, with no considerable gap between the piston and the dashpot cylinder. In case jerks or sticking occur when the piston returns to its middle position, it is necessary to make sure that no air is present under the dashpot piston and that air does not find way under the piston when the latter is shifted from the middle position.

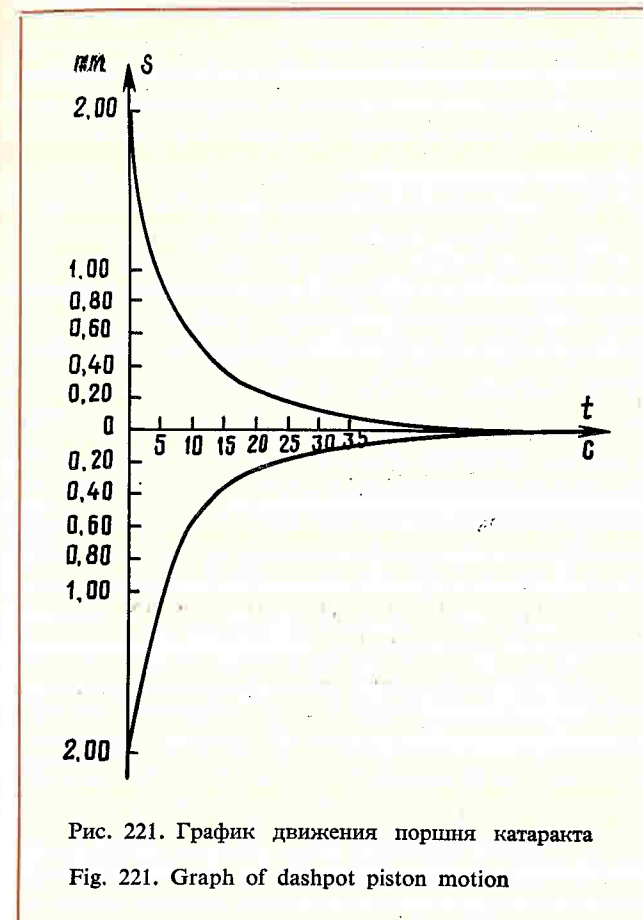


Рис. 221. График движения поршня катаракта

Fig. 221. Graph of dashpot piston motion

даться, что под поршнем катаракта нет воздуха и что во время смещения из среднего положения воздух под него не попадает.

Если воздух не является причиной неплавного движения поршня, то надо разобрать катаракт, прочистить его, проверить и в случае надобности подогнать отдельные трущиеся пары. Когда катаракт будет приведен в нормальное положение, следует снять его характеристику, т.е. определить зависимость от времени расстояния между поршнем и его средним положением. Для этого на поршень катаракта устанавливают индикатор и при поднятой игле катаракта поршень смещают последовательно вверх и вниз на 2—3 мм и возвращают из этих крайних положений при установленной на место игле катаракта.

При возврате поршня катаракта в свое среднее положение через определенные промежутки времени записывают расстояние поршня катаракта от среднего положения. Это делается как при смещении поршня катаракта вверх, так и при его смещении вниз. Затем строят кривые зависимости расстояния поршня катаракта до его среднего положения от времени $S = f(t)$. График нормально настроенного катаракта должен иметь плавные кривые (рис. 221).

Время возвращения поршня катаракта из равно отстоящих от среднего положения верхних и нижних его границ к среднему положению должно быть одинаковым, а неточность возвращения поршня в среднее положение обычно допускается не более $\pm 0,02$ мм.

Определение зависимости открытия направляющего аппарата от положения сервомотора. При помощи ограничителя открытия или механизма ручного регулирования поршень сервомотора выводят из закрытого положения на открытое, делая 8—10 промежуточных остановок. При этих остановках по

In case air does not cause uneven motion of the piston the dashpot should be dismantled, cleaned, examined and if required, individual friction pairs should be adjusted. On bringing the dashpot into a normal state, its characteristic is to be taken, that is, the distance from the piston to its middle position should be determined as a function of time. For this purpose, dial gauge is installed on the dashpot piston and with the dashpot needle raised, the piston is displaced alternately up and down over 2 or 3 mm and returned from these end positions while the dashpot needle is positioned in its place.

With the dashpot piston returned to its middle position, its distance from the middle position is to be recorded at certain time intervals. This is to be made both while the dashpot piston moves upward and downward. Then the curves of the distance from the piston to its middle position versus time $S = f(t)$ are to be plotted. The curves for the normally adjusted dashpot are to be smooth (Fig. 221).

The time of return travel of the dashpot piston from its upper and lower extreme positions equally spaced from the middle position should be the same, and the accuracy of return of the piston into its middle position should not be over ± 0.02 mm.

Determination of the dependence of the wicket gate opening on the servomotor position. The servomotor piston is shifted from the "Closed" to the "Open" position with the help of the opening limiter or the manual control mechanism, hesitating at 8 to 10 intermediate positions. In these intermediate positions the servomotor piston travel distances are measured and recorded with the help of a straight-edge calibrated in millimeters that is either fixed on the servomotor reach rod or installed on it for the purpose, and the clear distances between four pairs of neighbouring vanes of the wicket gate located along the longitudinal and transverse centre lines of the hydro-power unit corresponding to these intermediate positions of the servomotor piston are also measured.

имеющейся или установленной на время проверки на шток поршня линейке с миллиметровыми делениями фиксируют величины перемещения поршня сервомотора и замеряют соответствующие этим промежуточным положениям поршня расстояния в свету между четырьмя парами смежных лопаток направляющего аппарата, расположенными по продольной и поперечной осям гидроагрегата.

Величины перемещений поршня для каждого промежуточного положения и средние арифметические значения из четырех замеров расстояний в свету между лопатками откладывают по осям координат и строят кривую зависимости открытия направляющего аппарата от хода сервомотора. Такую же кривую строят и по замерам, сделанным при движе-

The piston travel for every intermediate position and the arithmetical mean of four measured clear distances between the wicket gate vanes are plotted on the coordinate axes and the curve showing the wicket gate opening versus the servomotor stroke is constructed. A similar curve is constructed using measurement data obtained during the backward travel of the piston that is from the "Closed" to the "Open" position. These two curves may be slightly misaligned (by not more than 0.5 per cent) and for this reason the average of these two curves is adopted for comparison with the design curve specified by the manufacturing plant.

Checking the combinator adjustment. The respective setting angles in turning the blades that are calibrated

При несовпадении фактически полученной кривой с расчетной комбинаторную связь приводят в соответствие с теоретической (заданной заводом-изготовителем), регулируя отдельные звенья передачи от регулятора к комбинатору или изменяя профиль кулачка комбинатора.

Определение перестановочных усилий в сервомоторе направляющего аппарата. Величина преодолевающих силы трения перестановочных усилий в сервомоторе направляющего аппарата служит критерием для определения качества изготовления и монтажа регулирующих органов.

Для закрытия или открытия без воды хорошо смонтированного направляющего аппарата нужен перепад давлений в полостях сервомотора всего 1,5—2,0 кгс/см².

Плохо смонтированный направляющий аппарат при открытии и закрытии на отдельных участках движения требует значительно большего перепада давлений. В этом случае необходимо проверить движение всех элементов силовой части системы регулирования и устранить причины, вызывающие увеличенные силы трения.

Перестановочные усилия определяют при последовательном медленном передвижении поршня сервомотора вначале на открытие, а потом на закрытие. При этом для ряда положений поршня фиксируют по манометрам значения давлений одновременно в обеих полостях сервомотора. Разность этих давлений и составит величину перестановочного усилия, которое при отсутствии в направляющем аппарате воды расходуется только на преодоление сил трения в регулирующем органе и в кинематике управления.

Определение времени закрытия и открытия направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса. Многочисленными опытами наладки регуляторов установлено, что время закрытия и открытия направляющего аппарата, отрегулированное при сухой спиральной камере, обычно отличается от времени закрытия с водой не более чем на 0,3—0,5 с. Поэтому в подавляющем большинстве случаев продолжительность закрытия и открытия направляющего аппарата при настройке регуляторов без воды обычно удовлетворяет эксплуатационным условиям.

Время закрытия направляющего аппарата определяют следующим способом. При полностью открытом направляющем аппарате, когда регулятор установлен на автоматическое управление, рукой нажимают на иглу золотника. Этим производится быстрое закрытие направляющего аппарата, т.е. осуществляется как бы имитация сброса полной нагрузки. Время полного закрытия направляющего аппарата, фиксируемое секундомером, не должно быть меньше расчетного (заданного заводом-изготовителем). При поднятии рукой иглы, когда направляющий аппарат полностью закрыт, определяют время его открытия.

Determination of reset forces in the wicket gate servomotor. The reset forces that overcome friction in the wicket gate servomotor serve as the criterion for the evaluation of the quality of manufacture and assembly of control elements.

The difference of pressures in both spaces of the servomotor required for opening or closing (without water) a properly assembled wicket gate is not higher than 1.5 to 2.0 kgf/cm².

An improperly assembled wicket gate requires a considerably higher pressure difference on individual sections of the servomotor piston travel, both for opening and closing. In this case the motion of all the elements of the power drive of the governing system is to be checked and the causes of high friction forces are to be eliminated.

The reset forces are determined while successively and slowly resetting the servomotor piston first for opening and then for closure. In doing so the values of pressures in both spaces of the servomotor cylinder are measured simultaneously with the help of pressure gauges for various positions of the piston. The difference of these pressures is just the value of reset force which, with no water in the wicket gate, is spent only to overcome the friction forces in the control element and in the control system gearing.

Determination of the time required for closing and opening the wicket gate and for adjusting the runner blades. Vast experience in the adjustment of speed governors helped in ascertaining the fact that the time required for closing and opening the wicket gate adjusted with the empty scroll case differs from the time required to close the wicket gate with the scroll case filled with water by not more than 0.3 to 0.5 seconds. Because of this the time of closure and opening of the wicket gate when adjusting the governors without water in the scroll case usually meets all operational requirements in the majority of cases.

The time of the wicket gate closure is determined in the following way. With the wicket gate fully open and the governor set for automatic control, the slide valve needle is pushed down by hand. This results in a speedy closure of the wicket gate, that is, a sudden load shedding is simulated. The time required for a full closure of the wicket gate fixed with the help of a stop-watch is to be not less than the design time (specified by the manufacturing plant). Lifting the needle by hand, with the wicket gate completely closed, determines the time required for opening.

The time of the wicket gate closure can be adjusted in many ways, depending on the governor design,

Таблица 18

ДОПУСТИМЫЕ ВЕЛИЧИНЫ ВИБРАЦИЙ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР И КРЕСТОВИН

Место замера вибрации	Величина вибрации (мм) при скорости вращения ротора, об/мин		
	до 100	до 375	до 500
Крестовины со встроенными направляющими подшипниками	0,18	0,12	0,10
Опоры подшипников гидротурбин	0,05	0,04	0,03

нии поршня в обратном направлении, т.е. от положения полного открытия до положения полного закрытия направляющего аппарата. Эти две кривые могут несколько не совпадать (допускаются отклонения в пределах до 0,5%), поэтому для сравнения с расчетной кривой, задаваемой заводом-изготовителем, принимают среднюю между ними.

Проверка комбинаторной зависимости. Имеющуюся на фланцах лопастей поворотной лопасти рабочего колеса градуировку угла установки при развороте лопастей переносят соответственно на шкалу указателя на маслоприемнике. Затем сервомотор направляющего аппарата последовательно перемещают в несколько промежуточных положений в обоих направлениях. В каждом из этих положений его останавливают и фиксируют по линейке величину открытия направляющего аппарата, а по шкале на маслоприемнике — угол разворота лопастей рабочего колеса. При этом устанавливают кулачок (клин) комбинатора, соответствующий напор, при котором будет пущен гидроагрегат. По данным замеров, сделанных при движении поршня сервомотора направляющего аппарата на открытие и закрытие, строят две кривые зависимости разворота лопастей от открытия направляющего аппарата. По этим кривым, обычно отличающимся одна от другой в пределах до 0,5%, строят среднюю кривую, которую и сравнивают с расчетной, заданной заводом-изготовителем.

Table 1

PERMISSIBLE VIBRATIONS OF BEARING SUPPORTS AND SPIDERS

Vibration measurement points	Vibration values (mm) at rotor speed, rpm		
	up to 100	up to 375	up to 500
Spiders with built-in guide bearings	0.18	0.12	0.10
Turbine bearing supports	0.05	0.04	0.03

on the flanges of the adjustable-blade runner blades are transferred onto the dial of the oil header indicator. Then the servomotor piston of the wicket gate is successively shifted to a series of intermediate positions in both directions. The piston is stopped in each of these positions and with the help of a straight-edge the opening of the wicket gate is measured and the angle of turn of the runner blades is fixed with the help of the dial on the oil header. In doing so the combinator cam is adjusted in accordance with the head at which the hydropower unit will be started. On the basis of measurements made while the wicket gate servomotor piston travelled for closure and opening two curves of blade turning angle versus the wicket gate opening are plotted. An averaged curve is plotted on the basis of these both curves differing usually not more than by 0.5 per cent, and this average curve is compared against the design curve specified by the manufacturing plant.

In case the actual curve does not coincide with the design one, the combinator is adjusted in comply with the theoretical arrangement (specified by the manufacturing plant) by adjusting individual links of the drive between the governor and the cam or by changing the cam shape.

Время закрытия направляющего аппарата в зависимости от конструкции регулятора регулируется различными способами, например установкой соответствующего хода главного золотника, установкой дроссельных шайб в маслопроводах сервомоторов направляющего аппарата и др.

Время разворота лопастей рабочего колеса определяют также без воды при отсоединенной связи клина комбинатора с сервомотором направляющего аппарата. Для этого клин комбинатора вручную быстро переводят из одного крайнего положения в другое. Время разворота лопастей измеряют также секундомером.

Время движения лопастей при сбросах нагрузки должно соответствовать расчетному.

Д. ПРОВЕРКА ЭЛЕМЕНТОВ АВТОМАТИКИ И ЗАЩИТЫ ГИДРОАГРЕГАТА

Когда гидроагрегат пускают при полностью или частично подключенных элементах автоматики и защиты, все эти элементы перед постановкой гидроагрегата на обороты необходимо тщательно испытать, чтобы исключить подачу ложных импульсов на сигнал или аварийную остановку.

Цепи предупредительной сигнализации проверяют поочередным замыканием контактов соответствующих реле, причем на щите автоматики гидроагрегата должен выпасть соответствующий блинкер и появиться сигнал.

Имитируя пуск и аварийную остановку от различных причин, проверяют действие схемы автоматического управления гидроагрегатом.

8-3. ОСМОТР И ПРОВЕРКА ДЕЙСТВИЯ ОТДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ И МЕХАНИЗМОВ ГИДРОАГРЕГАТА ПРИ ЗАПОЛНЕННЫХ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЕ И СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЕ

А. ЗАПОЛНЕНИЕ ВОДОЙ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ И СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЫ

Отсасывающую трубу и спиральную камеру заполняют водой после всех проверок и осмотров, описанных выше. При этом маслонапорная установка и система регулирования должны находиться в рабочем состоянии, а направляющий аппарат должен быть закрытым и стоять на стопоре. Все вентили питания водой из спиральной камеры также должны быть закрыты.

Заполнение водного тракта, как правило, начинается с затопления отсасывающей трубы. Затопив отсасывающую трубу, тщательно осматривают все места, где возможны протечки, чтобы убедиться в их отсутствии.

for instance, by an appropriate adjustment of the main slide valve stroke, by installing throttle diaphragms in the oil pipelines of the wicket gate servomotor, etc.

The time required for the adjustment of the runner blades is also determined without water in the scroll case, and with the combinator cam disconnected from the wicket gate servomotor. For this purpose, the combinator cam is quickly shifted from one end position to another manually.

The time of blades turning is also measured with the help of a stopwatch. The motion time of the blades at load shedding must comply with the specified values.

Е. CHECKING THE AUTOMATIC-CONTROL ELEMENTS AND THE PROTECTIVE GEAR OF THE HYDROPOWER UNIT

When a hydropower unit is to be started with all or some of the automatic-control and protective systems connected, all the elements of these systems are to be thoroughly checked and tested prior to starting the power unit in order to eliminate false signals or emergency shut-down pulses.

The warning signalling circuits are checked by closing in turn the contacts of corresponding relays, which must actuate the corresponding drop indicator on the control board and cause an appropriate signal.

The functioning of the hydropower unit automatic control circuits is checked by simulating the unit start and emergency stop under different conditions.

8-3. EXAMINATION AND CHECK-UP OF INDIVIDUAL ASSEMBLIES AND MECHANISMS OF HYDROPOWER UNIT WITH THE DRAFT TUBE AND SCROLL CASE FILLED WITH WATER

А. DRAFT TUBE AND SCROLL CASE FLOODING

The shaft tube and the scroll case are filled with water on completion of all the above-described checks and examinations. In the process the oil-pressure plant and the speed governing system are to be in good working order and the wicket gate is to be closed and locked. All the valves supplying water from the scroll case are to be also closed.

Flooding of water passages is started as a rule from the draft tube. Upon flooding the draft tube all the joints where leaks may be expected are to be carefully examined for condition.

Вода в отсасывающую трубу подается через щель, образованную между порогом и поднятым на 5—10 см звеном щита отсасывающей трубы. Впоследствии щит поднимается полностью.

После этого приступают к заполнению водой спиральной камеры. При этом должен быть обеспечен дистанционный сброс щитов из машинного зала или устроена надежная связь с лицом, производящим подъем щита.

Чтобы воздух мог спокойно выходить из водовода и спиральной камеры, наполнение их производят медленно, обычно в течение 1—2 ч, в зависимости от емкости водовода. Для этого щит напорного водовода поднимают только на 5—10 см, а остальной подъем, который при пробном пуске делается неполным, производится после затопления спиральной камеры водой.

При наличии обводного трубопровода (байпаса) спиральную камеру заполняют при его помощи.

Б. ОСМОТР И ОПРОБОВАНИЕ ОТДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ И МЕХАНИЗМОВ

Заполнив водой спиральную камеру, тщательно осматривают все сопряжения на крышке и подшипнике турбины, а также на цапфах лопаток направляющего аппарата, чтобы убедиться в отсутствии недопустимо больших протечек. Кроме этого, когда вода к гидротурбине подводится напорным трубопроводом, последний независимо от проведенных ранее испытаний тщательно осматривают на предмет отсутствия в его звеньях и сальниковых уплотнениях протечек. При этом проверяют и опоры трубопровода.

Убедившись в исправности водоподводящего тракта, приступают к проверке действия отдельных устройств при заполненной спиральной камере. Проверяют действие водооткачивающих с крышки турбины устройств, вентили подачи воды на турбинный подшипник и подачи масла в масляные ванны, а также воздухоохладители гидрогенератора и всю водоснабжающую сеть. Кроме того, контролируют действие аварийного сброса щитов напорного водовода и фиксируют время опорожнения спирали.

У гидротурбин с холостыми выпусками проверяют также последовательно увеличиваемые сбросы воды через эти выпуски, фиксируя время их закрытия.

После выполнения всех этих работ гидроагрегат окончательно готовят к пуску.

Water is supplied to the draft tube through a slit formed between the sill and the draft tube gate section raised 5 to 10 cm above the still. Later on the gate is raised completely.

Thereupon, the scroll case is filled with water. In the action, remote control of gates lowering must be provided from the machine room, or a reliable communication with the person responsible for the gate raising should be ensured.

To provide for a slow escape of air from the penstock and scroll case they are to be filled slowly. It usually takes 1 or 2 hours to flood them, depending on the penstock and scroll case holding capacity. For this purpose, the penstock gate is raised by 5 to 10 cm only and its further lifting is made after the scroll case is flooded. The penstock gate is not raised to full height during test starts.

If a by-pass pipeline is provided in the power plant, the scroll case is filled through this by-pass.

В. EXAMINATION AND CHECK-UP OF INDIVIDUAL ASSEMBLIES AND MECHANISMS

On filling the scroll case with water, all the joints on the turbine headcover and the guide bearing and also on the wicket gate stems are to be thoroughly examined for leakage. Besides, in case water is supplied to the turbine through a penstock, the latter is to be carefully examined, irrespective of tests carried out previously, to make sure that no leaks occur in its sections and gland seals. Alongside with this the penstock supports are to be examined.

Having made sure that the water passages are in good working order, checks of functioning of individual arrangements are started, with the scroll case filled with water. The headcover pumps are checked for reliable pumping-out of water, the valves passing water to the turbine and oil to the oil baths, and the generator air coolers and the entire service water supply system are checked for condition. Besides, the penstock gate emergency dropping system is checked and the time required for the scroll case emptying is measured.

In turbines with waste water valves the water releases through these valves are checked by successively increasing the releases and recording the time required for closing the valves.

On completion of all these checks the hydropower unit is finally prepared for starting.

8-4. ПРОБНЫЙ ПУСК ГИДРОАГРЕГАТА

Непосредственно перед первым пробным пуском гидроагрегата необходимо выполнить следующее:

- 1) осмотреть целостность предохранительных устройств на направляющем аппарате;
- 2) включить подачу смазки к подшипникам и лабиринтам, открыть все оперативные вентили системы регулирования, опробовать тормоза гидроагрегата и убедиться в том, что между тормозными колодками и диском есть необходимый зазор;
- 3) замерить сопротивления изоляции всех обмоток гидрогенератора и его системы возбуждения, проверить действие термометров сопротивления контроля температуры сегментов подшипников и подпятника гидроагрегата, перед пуском отвести и закрепить от раскачивания щетки на коллекторах и контактных кольцах;
- 4) расставить хорошо проинструктированный персонал по ответственным постам;
- 5) у гидроагрегатов с принудительным созданием при пуске масляной пленки за несколько минут до пуска включить подачу масла под давлением к трущимся поверхностям диска и сегментов подпятника.

Первый пуск гидроагрегата рекомендуется проводить вручную механизмом ручного регулирования или ограничителем открытия. При этом направляющий аппарат быстро открывают до положения, несколько большего, чем то, которое соответствует холостому ходу, затем сразу же прикрывают до положения меньшего, чем соответствующее холостому ходу, набирая при этом 75—80% оборотов от номинальных. Такая манипуляция с открытием направляющего аппарата позволяет быстро набрать скорость вращения, что благоприятно влияет на вслипывание подпятника. Кроме того, при этом лучше промываются попавшие к лопаткам направляющего аппарата через сороудерживающую решетку мелкие предметы, что исключает поломку предохранительных устройств на лопатках направляющего аппарата.

На оборотах в 75—80% от номинальных гидроагрегат держат обычно 30—60 мин, затем скорость его вращения доводят до нормальной. Во все это время непрерывно наблюдают за температурой сегментов подшипников и подпятника, записывая ее в течение первых 10—15 мин через каждые 2 мин, а затем через 5—10 мин.

Температура в сегментах подпятника и подшипников у нормально работающих гидроагрегатов обычно сравнительно быстро, но равномерно повышается в течение первого часа, а потом в течение последующих полутора-двух часов она возрастает, как правило, только на 5—10° и устанавливается постоянной.

8-4. TRIAL START OF THE HYDROPOWER UNIT

Prior to the trial start, the following should be done:

- 1) check the safety devices of the wicket gates for condition;
- 2) actuate the supply of lubrication oil to bearings and labyrinth seals, open all the operational valves of the governing system, test the hydropower unit brakes and make sure that the required clearance is provided between the brake shoes and the disk;
- 3) measure the insulation resistance of all the windings of the generator and excitation system, check the resistance thermometers of the thrust and guide bearing pads for serviceability and prior to starting unit back out the brushes and secure them on the commutators and slip rings to prevent their chattering;
- 4) place well instructed personnel at important posts;
- 5) actuate forced oil feed to friction surfaces of the disk and the thrust bearing pads several minutes prior to starting the hydropower units in which provision is made for forced formation of oil film.

It is recommended to start the power unit for the first time by hand using the manual control mechanism or the opening limiter. In doing so, the wicket gate is opened quickly to the position slightly ahead of the no-load run position and then it is instantly closed to a position slightly behind the no-load run position. In the process, the unit must gain 75 to 80 per cent of the rated speed. Such a manipulation with the wicket gate makes it possible to quickly gain speed, this being beneficial for the thrust bearing flotation. Besides, this provides for better flushing of small objects penetrating through the trash racks to the wicket gate vanes, this preventing breakage of the safety devices on the wicket gate vanes.

The power unit is usually kept running at a speed 75 to 80 per cent of the rated value for 30 to 60 minutes. Then its speed is brought up to the rated value. All the time the temperature of the thrust bearing and guide bearings pads is checked and recorded. The temperature readings are recorded every 2 minutes during the first 10 to 15 minutes and then every 5 to 10 minutes.

Usually the temperature in the thrust bearing and guide bearings pads of normally running hydropower units increases rather rapidly but uniformly within the first hour of operation, where upon it rises, as a rule, only by 5 to 10°C within the next 1.5 to 2 hours until it reaches a steady state value.

Охлаждающую воду в подпятник и подшипники подают обычно после того, как температура масла в ванне достигнет 25—28°C, т.е. обычно после 10—15 мин работы гидроагрегата.

Установившиеся на холостом ходу гидроагрегата температуры сегментов подпятника и подшипников не должны превышать 65—66°C, так как обусловленное Стандартом СССР максимально допустимое значение температур при нагрузке — 70°C.

В период, когда в подпятнике и подшипниках устанавливается постоянная температура, на агрегате тщательно осматривают и прослушивают работающие узлы и делают измерения.

В частности, индикаторами или бесконтактными датчиками с записью на осциллограмму замеряют биение вала в различных сечениях, биение коллекторов и контактных колец, проверяют вибрацию подшипниковых опор и крестовин и сравнивают полученные величины с допустимыми, приведенными в табл. 14 и 18 и в § 5-13 п.Б. Кроме того, определяют, нет ли протечек в масло-и водопроводах и емкостях.

После 3—5 ч работы на холостых оборотах гидроагрегат рекомендуется остановить и тщательно осмотреть все узлы, особенно все механические крепления ротора гидрогенератора и его сварные соединения, а также воздухоразделяющие щиты статора и другие узлы, которые подвергаются пульсирующим нагрузкам. На остановленном гидроагрегате замеряют меггером сопротивление изоляции всех обмоток гидрогенератора.

Остановку осуществляют полным закрытием направляющего аппарата и включением торможения при скорости вращения гидроагрегата, равной 30—35% от номинальной.

У гидрогенераторов с принудительной подачей масла к трущимся частям подпятника перед остановкой включается устройство, подающее масло.

8-5. ИСПЫТАНИЕ ГИДРОАГРЕГАТА НА ХОЛОСТОМ ХОДУ И В НЕПОДВИЖНОМ СОСТОЯНИИ

A. ВТОРОЙ ПУСК ГИДРОАГРЕГАТА

Тщательно осмотрев гидроагрегат, остановленный после пробной прокрутки в течение 3—5 ч, и убедившись в отсутствии каких бы то ни было неисправностей в узлах и деталях, приступают ко второму пуску, подготавливая его так же, как и перед пробным пуском. После второго пуска гидроагрегат переводят на автоматическое регулирование.

Перевести регулятор на автоматическое управление можно только в тот момент, когда его главный

Cooling water is usually supplied to the thrust bearing and to the guide bearings after the temperature in the oil bath reaches 25 to 28°C, that is, after 10 to 15 minutes of the hydropower unit operation.

The steady state temperatures of the thrust bearing and guide bearing pads obtained during the no-load run of the hydropower unit should not be in excess of 65 to 66°C since the maximum temperature rise for the power unit under load stipulated by the Standards in force in the USSR, is 70°C.

During the period when a steady state temperature is settled in the thrust and guide bearings, all the operating assemblies of the power unit must be thoroughly examined and appropriate measurements made.

For example run-out of the shaft at different cross-sections and run-out of the commutators and slip rings are to be measured with the help of dial gauges and contactless transmitters, vibration of the bearing pedestals and spiders is checked and compared with values specified in Tables 14 and 18 and in Section 5-13, Subsection B. Besides, oil and water pipelines and tanks are to be checked for leakage.

It is recommended to shut down the power unit after 3 to 5 hours of no-load run and to carefully examine all the assemblies and parts, especially all the mechanical fastenings of the hydrogenerator rotor and its welded joints, as well as the stator air baffles and other parts that are liable to take pulsatory loads. Insulation resistance of all the hydrogenerator windings is measured with the help of megger, with the generator shut down.

The power unit is to be shut down by completely closing the wicket gate and applying brakes at the generator speed of 30 to 35 per cent of the rated speed.

In hydrogenerators with forced feed of oil to the friction surfaces of the thrust bearing the oil-supply plant is to be switched on prior to stopping the power unit.

8-5. NO-LOAD TEST OF POWER UNIT WITH STALLED ROTOR

A. SECOND START

After the hydropower unit is shut down upon a trial run for 3 to 5 hours and troubles located and eliminated, it is prepared for on-load starting proceeding in the same manner as before the trial start. After the unit is started, it is changed over to automatic control.

The speed governor may be switched over to automatic control only at the instant its main slide valve is in the middle position. Speed governors that are not fitted with a manual control mechanism are changed

Испытания выпрямленным напряжением и напряжением промышленной частоты как бы дополняют друг друга, так как местные дефекты и токи утечки каждой фазы, которых нельзя выявить при испытании напряжением промышленной частоты, могут быть выявлены испытанием выпрямленным напряжением.

Испытания проводят на гидрогенераторе, когда обмотка его нагрета до температуры, близкой к рабочей. Статор, обмотка которого испытана до опускания в него ротора, после окончания монтажа подвергают испытанию напряжением, равным 75% от испытательного, предусмотренного табл. 9. Это испытание обычно проводят после пробного пуска и подогрева обмотки в режиме, короткого замыкания или вентиляционными потерями. Испытание обмоток статора выпрямленным напряжением делают кенотроном с измерением тока утечки в каждой фазе.

Нормы величин выпрямленного напряжения приведены в табл. 19.

Таблица 19

ВЕЛИЧИНА ВЫПРЯМЛЕННОГО ИСПЫТАТЕЛЬНОГО НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ОБМОТОК СТАТОРА

Мощность генератора, кВт·А	Номинальное линейное напряжение, В	Величина выпрямленного напряжения, В
Менее 1000	Все номинальные напряжения генераторов этой группы	1,2 ($2U_{ном} + 1000$ В), но не менее 1800 В
От 1000 и более	До 3000 В включительно До 6600 В Свыше 6600 В	1,2 ($2U_{ном} + 1000$ В) 2,2 ($2,5U_{ном}$) 1,15 ($2U_{ном} + 3000$ В)

Выпрямленное испытательное напряжение поднимают плавно по ступеням 25, 50, 75 и 100% от полной величины испытательного напряжения, измеряя на каждой ступени токи утечки.

Под полным испытательным напряжением генератор находится в продолжение 1 мин; после этого напряжение снимается.

Величина тока утечки нормами не регламентирована. Если изоляция хорошая, то утечки тока по мере зарядки будут уменьшаться. Если по время выдержки обмоток под напряжением ток утечки будет увеличиваться, то испытания следует прекратить и обмотку подвергнуть дополнительной сушке.

Испытание электрической прочности изоляции обмотки статора повышенным напряжением промышленной частоты проводится от постороннего источника переменного тока.

The tests under a rectified voltage and a commercial-frequency voltage are complementary to each other because local faults and leakage currents in each phase which cannot be revealed during commercial-frequency voltage tests can be detected by testing under a rectified voltage.

The tests are conducted on the generator when its winding is heated up to a temperature close to the operational one. The stator whose winding has been tested prior to lowering the rotor into it is to be tested after the erection at a voltage 75 per cent of that specified in Table 9. Usually this test is carried out after the trial start and heating-up of the winding by short-circuit currents or by windage losses. The stator windings are tested by rectified voltage with the help of a vacuum-tube rectifier with leakage current measured in each phase.

The standard values of rectified voltage are given in Table 19 below.

Table 19

RECTIFIED VOLTAGE FOR HIGH-VOLTAGE TEST OF THE STATOR WINDINGS

Generator output, kVA	Rated line voltage, V	Rectified voltage, V
Less than 1,000	All rated voltage of generators of this group	1.2 ($2 U_r + 1,000$ V), but not less than 1,800 V
1,000 and over	Up to 3,000 V inclusive Up to 6,000 V inclusive Above 6,600 V	1.2 ($2 U_r + 1,000$ V) 2.2 ($2.5 U_r$) 1.15 ($2 U_r + 3,000$ V)

The rectified test voltage is raised smoothly in steps of 25, 50, 75 and 100 per cent of full value of the test voltage, measuring the leakage current at each voltage step.

The generator is maintained at the full test voltage for one minute, then the voltage is removed.

The values of leakage current are not specified. With good insulation current leakages will decrease as the high voltage is applied. In case the leakage current increases during the high-voltage test the test should be discontinued and the winding subjected to additional drying.

The high-voltage test of the stator winding at a commercial frequency is carried out using an external a.c. source.

In order to obtain a sinusoidal shape of the test voltage curve, the test transformer is to be connected across the line voltage but not across a phase lead and

Для обеспечения синусоидальной формы кривой испытательного напряжения испытательный трансформатор следует подключать на линейное напряжение, а не на фазу и нуль. Перед испытанием надо обязательно проверить надежность заземления статора, т.е. надежность соединения его с контуром заземления ГЭС.

Поднимают испытательное напряжение весьма аккуратно, давая вначале 30% полного испытательного напряжения, а затем плавно поднимая его до верхних границ, чтобы иметь возможность отсчета показаний измерительных приборов.

Продолжительность нахождения обмотки под полным испытательным напряжением регламентирована (ПУЭ) и составляет 1 мин.

Испытательное напряжение замеряют на высокой стороне испытательного трансформатора через измерительный трансформатор напряжения. Измерение величины испытательного напряжения желательно по возможности производить с помощью киловольтметра, не пользуясь пересчетом.

При испытаниях повышенным напряжением промышленной частоты необходимо тщательно проверять надежность предохранительных устройств, так как при сгорании предохранителей в зоне напряжения, близкого к испытательному, будут всплески напряжения, которые могут привести к пробой изоляции обмотки, который характеризуется резким падением напряжения, надо напряжение снять до нуля, затем, соблюдая все правила электробезопасности, расставить посты наблюдения и повторно поднять напряжение для визуального осмотра места пробоя. При невозможности определить место пробоя рекомендуется держать обмотку под напряжением большее время, чтобы в месте пробоя получить заметный для глаза прожог. Если пробой произошел в пазовой части или близко от паза, то повреждение устраняют либо заменой стержня или катушки, либо установкой перемычки. Если же пробой обнаружен в головке, то повреждения устраняют ее переизолировкой.

До испытания и после него необходимо измерить меггером сопротивление изоляции обмотки и снять кривую абсорбции. На соблюдение всех правил техники безопасности при этом обращается особое внимание.

Испытания изоляции обмотки полюсов ротора. Все роторы вновь смонтированных гидроагрегатов непосредственно перед вводом гидроагрегатов в эксплуатацию должны быть испытаны на надежность электрической прочности изоляции обмотки полюсов. Изоляция полюсов склонна к быстрому увлажнению, при котором резко снижается ее электрическая прочность. Кроме того, при испытаниях гидроагрегата на холостом ходу центробежные силы могут повредить изоляцию в ее слабых местах. Это относится и к тем роторам, изоляция полюсов которых испытана после сборки на сборочной площадке или непосредственно в кратере до постановки гидроагрегата на обороты.

the neutral. Prior to the test the reliability of the stator earth (that is, the reliability of the stator connection to the hydroelectric plant earthing circuit) must be checked.

The test voltage should be increased most carefully, applying first 30 per cent of the total test voltage and raising it smoothly up to the maximum so as to be able to take readings off the measuring instruments.

The high voltage, as specified by the Standards, should be applied for one minute (see the Regulations for Electrical Installations Operation and Maintenance).

The test voltage is to be measured on the high-voltage side of the test transformer with the instrument connected through potential transformer. If possible, it is desirable to carry out measurements of the test voltage with the help of a kilovoltmeter, without scaling.

While testing the winding insulation with commercial-frequency high voltage, the reliability of safety fuses is to be thoroughly checked since blowing-out of fuses at voltages approaching the test value causes voltage surges which may result in insulation breakdown. In case the winding insulation breakdown occurs during the tests (such a breakdown is characterized by a sharp voltage drop), the voltage should be dropped to zero and then, meeting all requirements of the safety rules, observers are to be placed on posts and the voltage is to be again raised for visual inspection of the breakdown point. In case the breakdown place cannot be revealed, it is advisable to expose the winding to high voltage for a longer time until a burnt spot visible to the eye is obtained at the point of breakdown. If breakdown has occurred in the slot portion or near the slot, the trouble is to be eliminated either by replacing the bar or the coil, or by installing a jumper. In case breakdown has occurred in the head, the latter should be re-insulated.

Prior to and after the high-voltage test the winding insulation resistance is to be measured with the help of a megger and an absorption curve is to be taken. Special attention is to be given to observing all safety rules during these tests.

High-voltage tests of the rotor field coils. All the rotors of newly assembled generators are to be tested just prior to putting the hydropower unit into operation for the electric strength of the field coil insulation. The field insulation is prone to quick moistening which results in a sharp decrease of its electric strength. Besides centrifugal forces developing during the no-load operation of the hydropower unit may injure the insulation in the most weak spots. This is also true for a rotor whose insulation has been tested on completion of the rotor assembly on the erection platform or directly in the unit pit prior to the power unit start.

При испытаниях изоляции обмотки полюсов ротора (при отведенных щетках контактных колец) в течение 1 мин подают напряжение промышленной частоты в 7,5 раза больше номинального, но не менее 1100 и не более 2400 В (кроме гидрогенераторов с ионным возбуждением, к которым предъявляются повышенные требования, обусловливаемые каждый раз проектом завода-изготовителя).

Пробой изоляции обмотки ротора при испытаниях характеризуется резким падением напряжения. Иногда напряжение резко падает за счет перекрытия через какой-либо мостик, образовавшийся из грязи, или через небольшие капельки олова, попавшие в обмотку при пайке междуполюсных соединений. В этом случае рекомендуется на обмотку ротора подать толчком напряжение от сети 220 В, чиркая концом проводника по контактным кольцам. Если при этом сопротивление изоляции обмотки полюсов ротора не возрастет, место пробоя необходимо прожечь длительно приложенным к обмотке повышенным напряжением.

При невозможности определить место пробоя визуальным способом надо применить низковольтную (4—6 В) батарею и милливольтметр (рис. 222). В этом случае автомобильную или другую аккумуляторную батарею напряжением 4—6 В подключают через реостат к обмотке ротора. Милливольтметр соединяют одним концом с корпусом ротора, а другим — поочередно с выводами катушек полюсов (по часовой стрелке или против нее). По мере приближения к поврежденной катушке показания милливольтметра будут уменьшаться. Проходя поврежденную катушку, стрелка милливольтметра начнет отклоняться в другую сторону. Полюс с поврежденной катушкой распивают и вынимают для ремонта, а после ремонта вновь устанавливают на ротор и повторно испытывают одновременно все полюсы ротора.

Кроме упомянутых испытаний изоляции обмотки полюсов от корпуса, на роторе проводят также испытания межвитковой изоляции катушек полюсов для того, чтобы убедиться в отсутствии межвитковых замыканий в этих катушках. При испытании пользуются посторонним источником переменного тока промышленной частоты, подавая напряжение в обмотку каждого полюса.

Испытательное напряжение выбирают из расчета 2,5 В на один виток катушки.

While testing the rotor field coil insulation (with slip ring brushes being backed away from the rings) the test voltage is applied for 1 minute. The test voltage of commercial frequency is to be 7.5 times as high as the rated voltage but not less than 1,100 V and not higher than 2,400 V (except for hydrogenerators using ionic excitation, which are to meet more stringent requirements stipulated in each individual case by the manufacturing plant specifications).

The rotor winding insulation breakdown during the tests is characterized by a sharp voltage drop. Sometimes the sharp voltage drop results from bridging due to dirt or small drops of tin remaining in the winding after soldering the interpole connections. If this is the case, it is recommended to apply inrush voltage to the rotor winding from a 220 V source striking with the wire lead the slip rings. If the resistance of the rotor field coil insulation does not increase in the action the place of breakdown should be burned through by applying the high voltage for a longer time.

If the breakdown place cannot be detected usually a lowvoltage (4 to 6 V) battery and a millivoltmeter are to be applied (Fig. 222). In this case, a motor car storage battery or a storage battery of any other type, with 4 to 6 V voltage, is to be connected via a rheostat to the rotor winding. One end of a millivoltmeter is to be connected to the rotor frame and the other, in turn to the field coil leads (clockwise or anti-clockwise). As the contacting end approaches the faulty coil the millivoltmeter readings are decreased. On passing the faulty coil the millivoltmeter pointer starts deflecting to the other side. The pole with a faulty coil is to be unsoldered and removed for repair and again mounted on the rotor after repair. Then all the rotor poles are to be tested again.

In addition to the above-described tests of the field insulation relative to earth, the turn-to-turn insulation of the field coils is also to be tested. This test is carried out using an external a.c. source of commercial-frequency voltage, feeding voltage to each field coil.

The test voltage is to be selected of 2.5 V per coil turn.

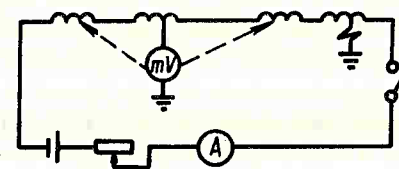


Рис. 222. Схема определения пробойной на корпус изоляции катушки полюса ротора

Fig. 222. Circuit arrangement for earth fault detection in rotor field coils

При испытании межвитковой изоляции катушек полюсов на опущенном в расточку статора роторе обмотку статора необходимо разомкнуть.

Испытание повышенным напряжением переменного тока обмоток системы возбуждения. Обмотки системы возбуждения испытывают при удовлетворительном состоянии изоляции обмоток якорей возбуждителя и подвозбудителя, а также обмоток их полюсов, т.е. когда сопротивление изоляции будет не меньше 1 кОм на 1 В номинального напряжения. Все обмотки системы возбуждения подвергают испытанию в течение 1 мин напряжением промышленной частоты $1,5 U_{ном}$, но не менее 1000 В.

Изоляция считается удовлетворяющей предъявляемым к ней требованиям, если в процессе испытаний не будет обнаружено падения напряжения, свидетельствующего о пробое изоляции или перекрытии скользящими разрядами.

Д. ИЗМЕРЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ПОСТОЯННОМУ ТОКУ

Сопротивление постоянному току, или, как принято называть, омическое сопротивление, измеряют для того, чтобы выявить витковые замыкания, обрывы цепи и составить суждение о качестве контактных сочленений и пайки. Эти измерения проводят на обмотках, охлажденных до окружающей температуры; в любом случае замеренная термометрами сопротивления или ртутными термометрами температура обмотки не должна отличаться от окружающей более чем на 3°C .

Данные замеров, выполненных при приемно-сдаточных испытаниях, сравнивают с заводскими при температуре, приведенной к одной и той же величине, пересчитывая по формуле

$$R_2 = R_1 \frac{235 + t_2}{235 + t_1},$$

где R_2 — сопротивление в омах, приведенное к температуре $t_2^{\circ}\text{C}$; R_1 — сопротивление в омах, замеренное при температуре $t_1^{\circ}\text{C}$; 235 — число, характеризующее медную обмотку.

При алюминиевой обмотке число 235 заменяется числом 245.

Омическое сопротивление можно замерять несколькими методами. Если получены неудовлетворительные данные, отличающиеся от заводских больше, чем это допускается нормами, измерения надо повторить. Если же и повторные замеры подтвердили эти данные, необходимо выяснить и устранить причину такого отклонения. Так, например, несимметричные величины сопротивления по фазам обмотки статора обычно свидетельствуют о плохой пайке в лобовых частях статора.

Измерение омического сопротивления обмотки ротора для определения качества пайки ничего не

While testing the turn-to-turn insulation of the field coils on the rotor lowered into the stator bore, the stator winding should be open.

High-voltage tests of excitation system windings with a.c. supply. The excitation system windings are tested provided the insulation of the armature windings of the exciter and pilot exciter and that of the field coils are in good repair, that is, their insulation resistance is not less than 1 kOhm per 1 V of rated voltage. All the excitation system windings are to be tested for 1 minute by applying a commercial-frequency voltage of $1.5 U_r$ but not less than 1,000 V.

The insulation may be considered as adequate in case no voltage drop pointing to insulation breakdown or creepage flashover occurs in the course of testing.

E. MEASUREMENT OF DIRECT-CURRENT RESISTANCE

The d.c. resistance (usually referred to as Ohmic or real resistance) is measured in order to reveal turn-to-turn faults, open circuit, and to evaluate the quality of contact connections and soldered joints. These measurements are to be made on windings cooled down to the ambient temperature and in any case the winding temperature measured with resistance or mercury thermometers should not differ from the ambient temperature by more than 3°C .

The results of measurements carried out during the acceptance tests are compared with the Manufacturer's data at temperatures reduced to the same value. Scaling is made using the formula:

$$R_2 = R_1 \frac{235 + t_2}{235 + t_1}$$

where R_2 is resistance in Ohms reduced to temperature $t_2, ^{\circ}\text{C}$; R_1 is resistance in Ohms measured at temperature $t_1, ^{\circ}\text{C}$; 235 is number characterizing the copper winding. For the aluminium winding this number is 245.

The Ohmic resistance can be measured using various methods. In case the measurement results obtained are unsatisfactory and differ from the Manufacturer's data by more than is allowed by the Standards, measurements are to be repeated. If the repeated measurements yield the same results the reason for such a disagreement is to be revealed and eliminated. For instance, unbalanced resistances of the stator winding phases usually point to inadequate soldering in the stator end connectors.

Measurements of Ohmic resistance of the rotor winding do not enable to evaluate the quality of sol-

дает. Поэтому судить о качестве пайки межполюсных соединений обмотки полюсов можно только при пропускании через нее тока порядка 0,8 номинального и прощупывания нагрева в местах соединений; можно наклеить лакмусовую бумагу на места паяк и по цвету ее определить степень нагрева.

При изменении сопротивления обмотки серийных и дополнительных полюсов возбuditеля и подвозбудителя, а также шунтовой получают данные, обычно отличающиеся от заводских только на величину точности измерений.

Серьезное значение имеют измерения сопротивления обмоток якоря возбuditеля и подвозбудителя между каждой парой соседних коллекторных пластин, так как при этом очень часто обнаруживаются дефекты в пайке петушков коллектора. Коллекторные пластины необходимо предварительно промыть спиртом и пронумеровать мелом или цветным карандашом, а затем измерить сопротивление микроомметром или методом амперметра и вольтметра (рис. 223) при отведенных щетках коллектора.

Как видно из рис. 223, к каждому двум смежным пластинам коллектора при помощи специальных щупов последовательно подводят от постороннего источника постоянный ток 6—10 А и между этими пластинами измеряют напряжение, по величине которого и силе тока вычисляют сопротивление.

Если коллектор исправный, то показания милливольтметра при одинаковом токе измерения между каждыми двумя соседними пластинами получаются практически одинаковыми, т.е. не отличаются друг от друга более чем на 10%. Расхождения на большую величину обычно свидетельствуют о плохой пайке петушков или о других повреждениях в цепи между коллекторными пластинами.

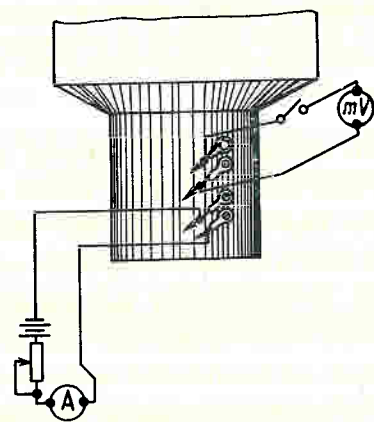


Рис. 223. Схема проверки сопротивлений между двумя соседними пластинами коллектора

Fig. 223. Circuit arrangement for checking the resistance between adjacent commutator bars

dering. For this reason, the quality of soldering of the interpole connections can be estimated only when passing through the winding a current about 0.8 of the rated value and feeling the temperature of connections by hand; litmus paper can be pasted on the soldered joints and then the temperature is determined by changes in the litmus paper colour.

When measuring the resistance of the series and commutating windings of the exciter and pilot exciter and that of the shunt winding, the data obtained usually differ but slightly from Manufacturer's data, this difference amounting to the permissible measurement error.

In contrast to this, measurements of the resistance of armature windings of the exciter and pilot exciter between each pair of adjacent commutator bars are of great importance since in doing this defect in soldering of the commutator risers are revealed very often. Prior to making measurements the commutator bars are to be washed with alcohol and numbered with chalk or a coloured pencil. Then the resistance is measured with the help of a microohmmeter or with an ammeter and a voltmeter (Fig. 223), with the commutator brushes pushed aside.

As is seen from Fig. 223, each pair of adjacent commutator bars is connected through a special probe to an external d.c. (6 to 10 A) source and voltage measured between these bars along with the known current make it possible to calculate the resistance.

A commutator in good condition is recognized by equal readings of the millivoltmeter for every two adjacent bars accurate to 10 per cent. Greater differences point usually to poor soldered joints on risers or to any other faults in the circuit between the commutator bars.

Б. СНИЯТИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ХОЛОСТОГО ХОДА, ИСПЫТАНИЕ ВИТКОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ ОБМОТКИ СТАТОРА ГЕНЕРАТОРА И СНИЯТИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЗБУДИТЕЛЯ

Характеристики холостого хода обычно снимают совместно с испытанием межвитковой изоляции статора и снятием нагрузочной характеристики возбuditеля.

Характеристика холостого хода представляет собой зависимость напряжения обмотки статора на его выводах от тока возбуждения ротора при постоянной скорости вращения, равной номинальной. Снимают ее следующим образом.

Плавно, с кратковременными задержками через каждые 10—15% номинального напряжения, под-

нимают напряжение от нуля до 110% номинального. Задержки необходимы для отсчета показаний приборов, выполняемого одновременно несколькими лицами. Затем быстро поднимают напряжение до испытательного ($1,5 U_{ном}$), отсчитывая измеряемые величины только на верхней границе. Под напряжением $1,5 U_{ном}$ генератор находится 5 мин, в течение которых испытывают межвитковую изоляцию. Потом напряжение снимают до нуля, до номинального значения быстро, а дальше плавно, так же как и при подъеме, с кратковременными задержками на каждой из ступеней. Величину тока, регулируемого реостатом, как при подъеме напряжения, так и при снятии изменяют только в одном направлении. По полученным на подъеме и снижении напряжения точкам строят две кривые. Среднюю между этими кривыми принимают для сравнения с расчетной.

Одновременно со снятием характеристики холостого хода и испытанием межвитковой изоляции снимают нагрузочную характеристику возбuditеля, нагружая его на ротор гидрогенератора. Кроме того, на возбuditеле и подвозбудителе, так же как и на генераторе, снимают характеристики холостого хода, испытывают межвитковую изоляцию и определяют потолочное напряжение.

Г. СНИЯТИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ХОЛОСТОГО ХОДА, ИСПЫТАНИЕ ВИТКОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ ОБМОТКИ СТАТОРА ГЕНЕРАТОРА И СНИЯТИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЗБУДИТЕЛЯ

The no-load characteristics are usually taken simultaneously with testing the turn-to-turn insulation of the stator and taking the exciter load characteristic.

The no-load characteristic shows the voltage across the stator winding leads as function of the rotor field current at a constant speed equalling the rated speed. The characteristic is taken in the following manner.

The voltage is smoothly raised from zero to the rated value in short steps of 10 to 15 per cent of the rated voltage. At each step instrument readings are taken by several persons simultaneously. Then the voltage is quickly raised to the test value ($1.5 U_r$) and the upper limits of measured values are read only. A voltage of $1.5 U_r$ is applied to the generator for 5 minutes and during this time the turn-to-turn insulation is tested. Then the voltage is dropped, first abruptly and then gradually in the same way as it has been increased, in short voltage steps. The current adjusted by the rheostat both at voltage increase and decrease, is varied in one direction only. Two curves are plotted using the points obtained while increasing and decreasing the voltage. The average of these two curves is compared against the design curve.

Simultaneously with taking the no-load characteristic and testing the turn-to-turn insulation the load characteristic of the exciter is taken while loading it into the generator rotor. Besides the no-load charac-

8-6. КОМПЛЕКСНОЕ ОПРОБОВАНИЕ И СДАЧА ГИДРОАГРЕГАТА В ЭКСПЛУАТАЦИЮ

А. НАГРУЗОЧНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГИДРОАГРЕГАТА

После обусловленных программой пуско-наладочных работ, проверок и испытаний на холостом ходу гидроагрегат включают в сеть.

Перед постановкой гидроагрегата на 72-часовое испытание необходимо испытать его на последовательный сброс нагрузок различной величины. Обычно сбрасываются нагрузки в 25, 50, 75 и 100% от максимально возможной при данной величине напора. Иногда делаются также и набросы некоторой части нагрузки, обычно 25 и 50% от максимально возможной при данном напоре. Сбросы нагрузок производятся путем отключения генератора от сети. При этом фиксируются данные, перечисленные в табл. 20. Для этого на различных отметках здания ГЭС составляются исполнители из числа работников монтажной и эксплуатационной организаций (автоматическая регистрирующая аппаратура обычно не используется). Зафиксированные в табл. 20 величины сравнивают с данными завода и заносят в сопоставительную таблицу (табл. 21).

teristics of the exciter and pilot exciter are taken in the same way as it has been done for the generator, the turn-to-turn insulation is tested and the ceiling voltage is determined.

8-6. COMPLEX TRIALS AND COMMISSIONING OF THE HYDROPOWER UNIT

А. LOAD TRIALS OF THE HYDROPOWER UNIT

On completion of all tests and checks at no-load running stipulated by the debugging program the hydropower unit is connected to the power mains.

Prior to the 72-hour trial under load the hydropower unit is to be tested for shedding various loads in succession. Usually the tests are carried out by shedding the loads to 25, 50, 75 and 100 per cent of the maximum load possible at the given head. Sometimes some load is turned on, usually 25 and 50 per cent of the maximum value possible at the given head. The load shedding is effected by disconnecting the generator from power mains. In the process the data listed in Table 20 are recorded. For the purpose observers are posted at various levels of the powerhouse. The observers are selected out of the erection personnel and the operation staff (automatic recording instruments are not usually employed for the purpose). The data recorded in Table 20 are compared against the Manufacturer's data and put down into the comparative table (Table 21).

Таблица 20

ИСПЫТАНИЯ НА СБРОСЫ НАГРУЗКИ

Испытания проведены при напоре Н = _____ м
и отметках: ВБ _____; НБ _____

Измеряемые величины	Значение до сброса нагрузки	Максимальное значение при сбросе нагрузки в процентах от номинального				Минимальное значение при набросе в процентах от номинального		Установившееся значение
		25	50	75	100	25	50	
Нагрузка, МВт								
Скорость вращения, об/мин								
Давление в спиральной камере, м								
Вакуум во всасывающей трубе, м вод. ст.								
Время, с:								
закрытия направляющего аппарата								
открытия направляющего аппарата								
процесс регулирования								
Открытие направляющего аппарата, мм								
Работа клапанов срыва вакуума или холостого выпуска:								
время на открытие, с								
время на закрытие, с ход, мм								
Давление в котле МНУ, кгс/см²								

Таблица 21

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ВЕЛИЧИНЫ ГАРАНТИЙ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Определяемая величина	Значение при сбросе нагрузки в процентах от номинального				Значение при набросе нагрузки в процентах от номинального	
	25	50	75	100	25	50
Изменение скорости вращения β, %:						
по данным завода						
фактическое						
Изменение давления в спиральной камере ξ, %:						
по данным завода						
фактическое						

Примечание. Изменение скорости вращения β в процентах вычисляется по формуле

$$\beta = \frac{n_{\text{макс (мин)}} - n_0}{n_0} \times 100,$$

где $n_{\text{макс}}$ — максимальная скорость вращения при сбросе; $n_{\text{мин}}$ — минимальная скорость вращения при набросе; n_0 — скорость вращения при нагрузке до сброса (наброса).

Изменение давления вычисляется по формуле

$$\xi = \frac{H_{\text{макс (мин)}} - H_{\text{ст}}}{H_{\text{ст}}} \times 100,$$

где $H_{\text{макс}}$ — максимальный напор в момент сброса; $H_{\text{мин}}$ — минимальный напор в момент наброса; $H_{\text{ст}}$ — статический напор.

Table 20

LOAD SHEDDING TESTS

Tests have been carried out at a head H = _____ m and at headwater elevation _____ m; tailwater elevation _____ m

Values measured	Value prior to load shedding	Maximum value at load shedding, per cent of rated load				Minimum value at load turning-on, per cent of rated load		Steady state value
		25	50	75	100	25	50	
Load, MW								
Speed, rpm								
Pressure in scroll case, m								
Vacuum in draft tube, m W.C.								
Time, s:								
wicket gate closure								
wicket gate opening								
speed governing process								
Wicket gate opening, mm								
Operation of vacuum breaking or waste water outlet valves:								
opening time, s								
closure time, s								
stroke, mm								
Pressure in oil-pressure plant tank, kgf/cm²								

Table 21

COMPARISON OF GOVERNING WARRANTS

Value determined	Value at load shedding, per cent of rated value				Value at load-turning-on, per cent of rated value	
	25	50	75	100	25	50
Variation of speed, β, %						
Manufacturer's data						
actual value						
Variation of pressure in the scroll case ξ, %:						
Manufacturer's data						
actual value						

Note. Variation β of speed in per cent is to be calculated from the formula:

$$\beta = \frac{n_{\text{max(min)}} - n_0}{n_0} \times 100,$$

where: n_{max} is maximum speed at load shedding; n_{min} is minimum speed at load turning-on, n_0 is speed under load prior to load variation.

Variation in the pressure is calculated from the formula

$$\xi = \frac{H_{\text{max(min)}} - H_{\text{st}}}{H_{\text{st}}} \times 100,$$

where: H_{max} is maximum head by moment of load shedding; H_{min} is minimum head at the moment of load turning-on; H_{st} is statical head.

Сброс нагрузки сопровождается быстрым закрытием направляющего аппарата, которое вызывает замедление движения воды в водоводе и повышение давления перед турбиной, а также понижением давления в отсасывающей трубе.

Повышенное давление в водоводе, особенно при большом напоре и длинном, в несколько километров, трубопроводе, при сбросе некоторых нагрузок может вызвать сильные гидравлические удары, что весьма опасно для работы гидрагрегата (см.гл.9).

Для низконапорных ГЭС, оборудованных поворотнлопастными гидротурбинами, весьма опасно большое разрежение в отсасывающей трубе, которое достигает максимальных значений при сбросе с агрегата полной нагрузки. Если давление в отсасывающей трубе понизится до значения соответствующей упругости паров воды, произойдет разрыв потока, после чего вода из отсасывающей трубы с большой скоростью направится к рабочему колесу, что вызовет сильный удар о лопасти гидротурбины и может привести к подъему ротора, повреждению отдельных узлов гидроагрегата, вплоть до поломки лопастей рабочего колеса. Поэтому при испытании на сброс нагрузки необходимо особенно внимательно следить за работой клапанов срыва вакуума, которые выпускают воздух под крышку турбины и тем препятствуют разрежению в отсасывающей трубе.

Б. КОМПЛЕКСНОЕ 72-ЧАСОВОЕ ОПРОВОБОВАНИЕ ГИДРОАГРЕГАТА ПОД НАГРУЗКОЙ

Если гидроагрегат пускают с полностью или частично готовой схемой автоматики, все звенья и элементы ее должны быть испытаны после сброса нагрузок до постановки гидроагрегата на 72-часовое испытание. При этом проверяют автоматический пуск и принятие нагрузки, а также автоматическую аварийную остановку гидроагрегата с полной или максимально возможной на нем нагрузкой. Отдельно должна быть проверена остановка гидроагрегата с полной нагрузкой путем снижения давления в котле МНУ до срабатывания реле минимального давления.

После проверки данных испытаний гидроагрегата на сброс и элементов автоматики, а также устранения всех выявленных на агрегате недостатков, препятствующих комплексному опробованию, агрегат подготавливают для постановки на 72-часовое испытание под нагрузкой. Для этого рабочей комиссией, организованной из представителей заказчика, генподрядчика и соответствующих субподрядных и специализированных организаций, составляется акт готовности гидроагрегата к комплексному опробованию. Этот акт является одновременно актом передачи агрегата от генерального подрядчика

The load shedding is accompanied by quick closure of the wicket gate resulting in deceleration of water flow in the penstock and by pressure increase up-stream of the turbine as well as by pressure decrease in the draft tube.

Increase of pressure in the penstock, especially at high head and when the penstock length is some kilometers, may result in severe water hammers at shedding some loads, which are very dangerous for the hydropower unit operation (see Chapter 9).

High vacuum in the draft tube reaching maximum values at full load drop is particularly dangerous for low-head hydroelectric power plants equipped with adjustable-blade turbines. In case the pressure in the draft tube decreases to the value corresponding to the water vapour pressure, the flow discontinuity occurs whereupon water from the draft tube will rush with great velocity towards the runner, this resulting in a heavy impact upon the runner blades. This, in its turn, may lift the rotor and break individual assemblies of the power unit, even the runner blades. That is why while conducting load shedding tests, it is necessary to watch carefully the operation of the vacuum break valves which admit air under the turbine headcover preventing initiation of vacuum in the draft tube.

В. COMPLEX 72-HOUR TRIAL OPERATION OF THE HYDROPOWER UNIT

In case the hydropower unit is put into operation with the automatic-control circuit completely or partially ready for use, all the components of the automatic-control system shall be tested following the load shedding tests and prior to starting the 72-hour trial operation of the power unit. Automatic starting and loading as well as automatic emergency shut-down of the hydropower unit under full or maximum possible load are checked therewith. The hydropower unit shut-down under full load is to be checked separately, the shut-down being effected by lowering the pressure in the oil-pressure plant tank till the minimum pressure relay operates.

Upon the analysis of data obtained at load shedding tests and the automatic-control elements check-up, as well as upon elimination of all troubles interfering with the complex trial the hydropower unit is to be prepared for 72-hour load test. In doing this, the commission formed of representatives of the Customer, General Contractor and relevant sub-contractors and specialized organizations draws up a report on readiness of the hydropower unit for complex trials. This report is at the same time the statement of transferring the hydropower unit from the General Contractor to

заказчику в комплексное опробование. С этого времени ответственность за сохранность оборудования несет заказчик.

72-часовое комплексное опробование агрегата производится заказчиком с участием представителей генподрядчика и соответствующих субподрядных организаций. Представители генподрядчика и субподрядных организаций, вместе с эксплуатационным персоналом несут круглосуточное дежурство, наблюдая за работой агрегата и его правильной эксплуатацией, и принимают немедленно меры по устранению выявленных дефектов монтажа и неполадок в работе отдельных узлов гидроагрегата и вспомогательного оборудования.

В период 72-часового комплексного опробования гидроагрегата на нем продолжают нагрузочные испытания:

а) снимается рабочая характеристика гидроагрегата, т.е. зависимость мощности агрегата от величины открытия направляющего аппарата, и сравнивается с характеристикой завода;

б) проверяется работа отдельных механизмов и узлов гидроагрегата при четырех ступенях нагрузки (25, 50, 75 и 100% от максимально возможной при данных условиях);

в) при всех ступенях нагрузки замеряются вибрации опор, биение вала в различных его сечениях по длине, колебание скорости вращения, проверяются режимы работы маслососов МНУ, протечки масла в системе регулирования, замеряются температуры в активной стали и обмотке статора, входящего в охладители воздуха, а также сегментов подпятника и подшипников.

НЕПОЛАДКИ В РАБОТЕ ГИДРОАГРЕГАТОВ И СПОСОБЫ ИХ УСТРАНЕНИЯ 9. TROUBLES IN OPERATION OF HYDROPOWER UNITS AND REMEDIAL ACTIONS

9-1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

В большинстве случаев прямо-сдаточные испытания первых, а иногда и всех гидроагрегатов ГЭС производятся при неполном напоре воды и по ограниченной в объеме программе.

Вполне понятно, что при таких испытаниях выявляется только небольшая часть неполадок, после устранения которых гидроагрегат может относительно надежно эксплуатироваться сравнительно непродолжительное время.

Более надежная и длительная эксплуатация гидроагрегатов может производиться только лишь после устранения недостатков в их работе или проведения ряда мероприятий по уменьшению вредных действий этих недостатков, которые могут быть выявлены при комплексном испытании одного из головных гидроагрегатов по широкой программе и в результате наблюдений и опытов первого периода эксплуатации.

the Customer for complex trial. From this moment on the Customer is responsible for safety of the equipment.

The 72-hour complex trial of the unit is carried out by the Customer, with participation of representatives of the General Contractor and relevant sub-contractors. The representatives of the General Contractor and sub-contractors remain on duty round-the-clock, together with the operation staff, observing the unit behavior and adequacy of the unit operation and take instant measures for the elimination of erection defects and troubles in the behaviour of individual assemblies of the unit and of the auxiliary equipment.

During the 72-hour period of the hydropower unit trial operation the following load tests are to be continued:

a) operational characteristic of the hydropower unit, that is, unit capacity versus wicket gate opening curve is taken and compared against the Manufacturer's characteristic;

b) behaviour of individual mechanisms and assemblies of the unit is checked in four steps of load (25; 50; 75 and 100 per cent of maximum load possible under given conditions);

c) in all steps of load the vibration of supports, run-out of the shaft in various cross-sections over its length, and speed variations are measured; operating duties of oil pumps of the oil pressure plant and oil leakages in the speed governing system are checked; temperatures in the stator core and winding, temperature of air incoming to the air coolers and of segmental pads of the thrust bearing and guide bearings are measured.

9-1. GENERAL

In most cases, acceptance tests of the first units, and sometimes of all the hydropower units at the hydroelectric power plant, are conducted under a partial head and according to a limited program.

It is well understood that such tests will disclose only a small part of defects and with their elimination the hydropower unit will operate reliably for a relatively short time.

A more reliable and long-term operation of the hydropower units can be attained only upon elimination of all defects expected in their operation or upon taking actions aimed at abating adverse effects caused by these defects, which can be revealed during comprehensive tests conducted on one of the first

Эти комплексные испытания, как правило, необходимо проводить при расчетном напоре воды на ГЭС и при различных режимах работы, включая и переходные процессы.

Испытаниям одновременно или поэтапно должны подвергаться гидротурбина, гидрогенератор, системы регулирования и возбуждения, а также вспомогательное оборудование гидроагрегата.

Неполадки в работе гидроагрегата, будь то вибрация его отдельных частей, явления кавитационной эрозии и гидравлических ударов, неустойчивая работа регулятора скорости и др., приводят к снижению к.п.д. гидроагрегата и уменьшению его работоспособности.

Это, в свою очередь, приводит к повышению аварийности, уменьшению межремонтного периода, увеличению времени нахождения агрегата в ремонте и, в конечном счете, к недовыработке агрегатом электроэнергии и увеличению непроизводительных затрат.

Из этого следует, что своевременное выявление и устранение неполадок в работе гидроагрегатов представляет собой весьма серьезную задачу.

9-2. ВИБРАЦИИ ГИДРОАГРЕГАТОВ

А. ПРИЧИНЫ ВИБРАЦИЙ

Работа гидроагрегатов как в неустановившемся, так и в установившемся режимах всегда сопровождается некоторыми колебаниями вращающихся и вибрациями неподвижных его частей.

Допустимыми величинами вибрации неподвижных частей гидроагрегата могут быть такие, которые длительное время не способны привести агрегат к аварийному состоянию. Эти величины, регламентированные техническими условиями на монтаж гидроагрегатов, приведены в § 8-4.

Повышенные вибрации элементов гидроагрегатов приводят к снижению их к.п.д., дополнительным потерям энергии и преждевременному выводу гидроагрегатов из строя. Кроме того, под воздействием повышенных вибраций разрушаются фундаменты и в целом агрегатные блоки.

Величины и характер вибраций зависят от качества проекта изготовления и монтажа гидроагрегата. Вызывающие вибрацию усилия, которые действуют на элементы гидроагрегата при установившемся режиме его работы, либо периодически изменяются, либо являются постоянными по величине и направлению. В переходных режимах работы гидроагрегата эти усилия имеют непериодический характер. Иногда непериодические усилия проявляются и при установившихся режимах работы гидроагрегатов, как, например, при блуждающем характере междвитковых замыканий в катушках полюсов рото-

units according to a wide programme and as a result of observations and operational experience gained within the initial period of running.

These comprehensive tests, as a rule, must be conducted under the rated head and different operating conditions, including transients.

The tests must be conducted simultaneously or in stages on the turbine, generator, governing system, excitation system, and associated equipment of the hydropower unit.

Malfunction of the hydropower unit, such as vibration of its separate parts, cavitation erosion and hydraulic hammer, unstable operation of the governing system, etc. result in the loss of the unit efficiency and degradation of service reliability.

This, in its turn, increases the breakdown rates, reduces the service periods, increases onstage time and in the long run it leads to derating of the unit and rise of capital waste.

It implies that timely detection and elimination of troubles in the operation of hydropower units present a fairly serious problem.

9-2. VIBRATION OF HYDROPOWER UNITS

A. CAUSES OF VIBRATION

Operation of the hydropower units in transients and under steady-state conditions is associated with some oscillations of the rotating parts and vibration of the stationary ones.

Vibrations of stationary parts, which cannot bring failure on the unit for a long time, are considered to be permissible. These vibrations specified by the Technical Specifications for installation of hydropower units are given in Section 8-4.

Excessive vibrations of the hydropower unit elements cause loss of efficiency, additional power loss and untimely failure of the hydropower unit. Besides, excessive vibrations cause failure of the foundations and the whole unit blocks.

Magnitudes and nature of vibrations depend on the design, engineering, manufacture and installation of the hydropower unit. Stresses causing vibrations which act on the parts of the hydropower unit under steady-state operating conditions are either cyclic or permanent in magnitude and direction. Under transient conditions these stresses are of an irregular nature. Sometimes, irregular stresses occur also under a steady-

ра генератора, при кавитационных явлениях в гидротурбине и других случаях.

Источников, вызывающих возмущающие силы при работе гидроагрегата, весьма много, однако ощутимые величины вибраций в основном получаются вследствие слабого крепления опорных частей или недостаточной их жесткости; неуравновешенности масс вращающегося ротора гидроагрегата; повышенной величины биения вала гидроагрегата от неточного центрирования; неполадок в подшипниковых узлах; гидравлических возмущающих сил; электромагнитного небаланса.

Б. ВИБРАЦИИ, ВЫЗЫВАЕМЫЕ ПЛОХИМ КРЕПЛЕНИЕМ И НЕДОСТАТОЧНОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ ОПОРНЫХ ЧАСТЕЙ

Плохое соединение некоторых неподвижных узлов гидроагрегата между собой и с фундаментами — одна из причин, вызывающих его повышенные вибрации. Это проявляется главным образом после нагрева гидроагрегата во время сушки обмоток гидрогенератора или после некоторого времени работы его под нагрузкой.

Во время нагрева гидроагрегата из-за разных температурных зон и разных коэффициентов линейного расширения металла и фундаментных опор возникают неравномерные тепловые деформации, которые нарушают ранее сделанные крепления и вызывают повышенные вибрации. В этом случае повышенные вибрации устраняют повторной затяжкой креплений при оптимальной для данного гидроагрегата рабочей температуре. Во время затяжки креплений необходимо обеспечить надежный контроль за стабильностью положения неподвижных частей относительно оси гидроагрегата при помощи шести или восьми равномерно расположенных по окружности индикаторов.

Причиной повышенных вибраций может быть и недостаточная жесткость опорных частей гидроагрегата (крестовины, корпус статора гидрогенератора и опорные подшипниковые конструкции).

Вибрации, вызываемые любой из отмеченных причин, проявляются на холостом ходу и усиливаются при нагрузке на агрегате. При недостаточной жесткости опорных частей повышенная вибрация имеет явно резонансный характер с весьма большой амплитудой, вызывающей иногда повреждение узлов гидроагрегата даже после непродолжительного времени эксплуатации. Для устранения таких вибраций к соответствующим конструкциям крепят дополнительные ребра жесткости или устанавливают распорно-опорные конструкции.

state operation of the hydropower unit, for instance, during wandering turn-to-turn fault in the rotor poles, during cavitation in the turbine, and in other cases.

Disturbance forces during operation of the hydropower unit can originate from many sources, but tangible vibrations are mainly caused by poor attachment of supporting parts or their inadequate rigidity, unbalance of the unit rotating parts, excessive run-out of the shaft, inaccurate alignment, troubles in bearings, hydraulic disturbance forces, electromagnetic unbalance.

B. VIBRATION CAUSED BY POOR ATTACHMENT AND INADEQUATE RIGIDITY OF SUPPORTING PARTS

Poor coupling of some stationary parts of the hydropower unit to each other and to the foundations is one of the causes bringing on its excessive vibration. It becomes apparent primarily after heating up the hydropower unit during drying out of the windings and after running the unit on load for some time.

In heating up the unit, different temperature zones and different expansion coefficients of metal and foundation supports cause non-uniform thermal deformations which upset the attachments and bring on excessive vibration. In this event vibration is eliminated by the repeated tightening of the attachments at a temperature which is optimum for the given hydropower unit. During tightening up of the attachments, reliable control must be exercised over a stable position of the stationary parts with respect to the center line of the unit with the aid of 6 or 8 dial gauges spaced at regular intervals over the periphery.

Inadequate rigidity of the supporting parts of the unit (brackets, stator frame, bearing supports) can also cause excessive vibrations.

Vibrations caused by any of these sources become apparent at no-load run and accentuate on loading the unit.

With inadequate rigidity of the supporting parts, excessive vibration has a resonance nature with a fairly large amplitude causing sometimes damage to the unit parts even after a short period of operation. Such vibrations are eliminated by provision of additional stiffeners or bracing and strutting fixtures.

В. ВИБРАЦИИ, ВЫЗЫВАЕМЫЕ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬЮ МАСС ВРАЩАЮЩЕГОСЯ РОТОРА ГИДРОАГРЕГАТА

Неуравновешенность масс вращающегося ротора гидроагрегата или небаланс является одной из наиболее частых причин повышенных вибраций гидроагрегата.

При этом наибольшая составляющая вибрации возникает из-за неуравновешенности частей ротора гидрогенератора, так как рабочие колеса гидротурбин после их сборки, как уже было отмечено ранее, подвергаются статической балансировке, чего нельзя сделать с роторами гидрогенераторов вследствие больших габаритов и весов.

Как известно, усилие, вызываемое неуравновешенной массой, находящейся на каком-то расстоянии от оси вращения, определяется из следующего соотношения:

$$P = mj = \frac{Q}{g} r w^2 = \frac{Q}{g} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 r \approx \frac{Q}{90} n^2 r,$$

где m — неуравновешенная масса; j — центростремительное ускорение; Q — вес неуравновешенной массы; g — ускорение силы тяжести; r — радиус расположения неуравновешенной массы; w — угловая скорость вращения гидроагрегата; n — скорость вращения агрегата, об/мин.

Из приведенной формулы следует, что усилия, а следовательно, и величина амплитуды вибрации, вызываемые неуравновешенной массой, пропорциональны весу этой массы, расстоянию этой массы от оси вала и квадрату скорости вращения гидроагрегата. Частота изменения этого усилия соответствует скорости вращения. Усилие действует в горизонтальной плоскости.

Неуравновешенность роторов гидроагрегатов может быть статической, а иногда и динамической. Последняя оказывает вредные действия агрегатам с высокими роторами при относительно большой скорости вращения. При статической балансировке на роторе помещается уравновешивающий груз так, чтобы момент сил относительно оси вращения должен быть равен нулю. Величина и место крепления груза определяются способом, описанным в пункте Г § 9-2.

Динамическая неуравновешенность обуславливается наличием двух неуравновешенных масс, расположенных на некотором расстоянии друг от друга вдоль оси. В этом случае создается момент центробежных сил в плоскости, проходящей через ось вала. При динамической балансировке уравновешивающие грузы располагают так, чтобы моменты всех сил от неуравновешенных масс и уравновешивающих грузов относительно поперечной оси ротора и сумма проекций сил на оси координат были равны нулю.

Следует заметить, что вибрации из-за неуравновешенности масс проявляются при холостом ходе гидроагрегата, причем наибольшую амплитуду они имеют в горизонтальном направлении.

С. VIBRATION CAUSED BY UNBALANCE OF MASSES OF ROTATING PARTS

Unbalance of the rotating parts of the hydropower unit is one of the most frequent causes of excessive vibration.

The largest component of vibration is caused by the unbalance of the generator rotor because the runners, as mentioned above, are subject to static balancing after their assembly, which cannot be done on the generator rotors because of large sizes and masses.

As is known, the force caused by the unbalanced mass spaced at some distance from the axis of rotation, is determined from the following equation:

$$P = mj = \frac{Q}{g} r w^2 = \frac{Q}{g} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 r \approx \frac{Q}{90} n^2 r,$$

where m is unbalanced mass; j is centripetal acceleration; Q is unbalanced mass; g is acceleration of gravity; r is radius of unbalanced mass location; w is hydropower unit angular velocity; n is speed in rpm.

It follows from the equation that the forces and, hence the magnitude of vibration amplitude caused by the unbalanced mass are proportional to the weight of this mass, distance of this mass from the center line of the shaft and squared speed of the unit. Frequency of this force fluctuation corresponds to the speed of rotation. This forces act in the horizontal plane.

Unbalance of the rotating parts may be static and sometimes dynamic. The latter has an adverse effect on the hydropower units with high rotating parts at a relatively high speed. During static balancing, a balancing weight is so attached to the rotating parts that the moment of forces with respect to the axis of rotation should be zero. The weight magnitude and place of its attachment are determined by the method described in Subsection D, Section 9-2.

The dynamic unbalance is caused by the presence of two unbalanced masses located at some distance from each other along the axis. In this event, a moment of centrifugal forces develops in the plane passing through the center of the shaft.

During dynamic balancing, the weights are so arranged that the moments of all forces due to unbalanced masses and weights with respect to the transverse axis of the rotating parts and the sum of the force projections onto the axes of coordinates should be equal to zero.

It should be noted that vibrations caused by the unbalance become apparent at the no-load run, with the maximum amplitude developed in the horizontal direction.

Появление повышенных вибраций только при нагрузке обычно вызывается комплексом причин, которые в взаимодействии создают большие возмущающие силы. С изменением нагрузки как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения характер вибраций и их величины могут меняться.

Г. ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРА ГИДРОАГРЕГАТА

Динамическую балансировку ротора или уравновешивание масс вращающихся частей гидроагрегата выполняют установкой соответствующего груза с наиболее легкой стороны ротора на определенном расстоянии по радиусу от оси вращения.

Существует несколько способов динамической балансировки роторов гидрогенераторов: способ трех пусков, графический способ, способ по отметкам на валу, способ обхода пробным грузом и др. Наилучшим способом считается способ обхода пробным грузом, так как он наиболее прост, нагляден и обеспечивает весьма точную балансировку. Заключается он в следующем.

Окружность на роторе, на которой предполагается крепить пробный груз, делится (рис. 224, а) на шесть или восемь равных частей, число которых обычно равно или кратно числу спиц ротора. Длину этой окружности в выбранном масштабе развертывают и откладывают на ось X . На оси Y вначале откладывают (тоже в выбранном масштабе) среднюю величину двойной амплитуды вибрации, замеренной на крестовине и подшипниковых опорах при номинальной скорости вращения. Затем в какой-либо из назначенных точек устанавливают пробный груз, вес которого подсчитан по формуле

$$P_{пр} = 0,1 \frac{\mu G}{R \left(\frac{n}{3000} \right)^2},$$

где $P_{пр}$ — вес пробного груза, кгс; μ — величина двойной амплитуды вибрации, мк; G — масса ротора, т; R — расстояние от оси вращения до центра тяжести пробного груза, мм; n — скорость вращения, об/мин.

После надежного крепления пробного груза гидроагрегат раскручивают до номинальной или пониженной скорости вращения при которой замеряют вибрации вала в двух взаимно перпендикулярных

Excessive vibrations occurring only under on-load running are usually the result of a number of causes which generate heavy disturbance forces at interaction. The nature and magnitude of vibrations may change at the load variation both towards increase or decrease.

Д. DYNAMIC BALANCING OF ROTATING PARTS

The rotor or the rotating parts of the unit should be dynamically balanced or their masses equalized by fixing a respective weight on the lightest side of the rotating part at the specified radial distance from the axis of rotation.

There are several methods of dynamic balancing of the unit rotating parts: three-start method, graphical method, by marks on the shaft, by trial positioning of the weight etc. The best method is the trial positioning of the weight because it is the simplest and illustrative method which ensures fairly accurate balancing. This method consists in the following.

The circumference of the rotor on which the trial weight is supposed to be secured, is divided (Fig. 224, a) into six or eight equal parts, the number of which is equal to, or a multiple of, that of the rotor arms. The length of this circumference is developed to the chosen scale and plotted along the X -axis. Plotted on the Y -axis is the mean value of double amplitude of vibration (also to the chosen scale) measured on the bracket and bearings at the rated speed.

Next the trial balance weight is fixed at one of the chosen points. Its mass is determined by the formula

$$P_{tw} = 0,1 \frac{\mu G}{R \left(\frac{n}{3000} \right)^2}$$

where P_{tw} is mass of the trial balance weight in kgf; μ is double amplitude of vibration in μ ; G is rotor mass in t; R is distance from axis of rotation to center of gravity of trial weight in mm; n is speed in rpm.

After reliably securing the trial balance weight, the hydropower unit is accelerated to the rated or reduced speed at which shaft vibrations are measured

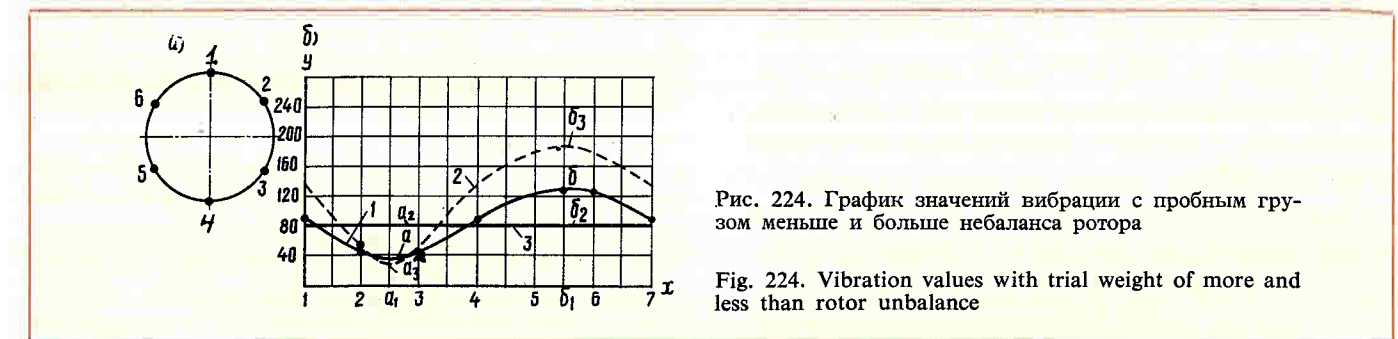


Рис. 224. График значений вибрации с пробным грузом меньше и больше небаланса ротора

Fig. 224. Vibration values with trial weight of more and less than rotor unbalance

сечениях. Замер вибраций производится виброметром, осциллографом от тензометрических контактных датчиков или бесконтактными магнитными датчиками либо индикаторами, закрепленными на неподвижном основании.

Полученные средние данные замеров вибраций (двойную амплитуду) откладывают в выбранном масштабе на соответствующую вертикальную ось графика (рис. 224, б). Затем груз переставляют последовательно в намеченные соседние точки, выполняя аналогичные замеры и нанося их данные на соответствующие вертикальные оси. Соединив отмеченные на вертикальных осях точки плавной кривой, получим кривую 1, которая характеризует максимальные вибрации гидроагрегата при различных положениях на роторе пробного груза, меньшего, чем небаланс ротора.

Правильность замеров для случая, когда пробный груз меньше небаланса ротора, будет подтверждена, если разность между наибольшей вибрацией, полученной с пробным грузом, и первоначальной вибрацией z будет равна разности между первоначальной вибрацией и наименьшей вибрацией, полученной с пробным грузом, т.е. когда $bb_2 = aa_2$ (рис. 224, б).

Нетрудно проследить, что если пробный груз взят больше, чем небаланс ротора (кривая 2, рис. 224, б) эти разности не будут равны между собой, т.е. $b_2b_3 \neq a_2a_3$. Независимо от величины пробного груза наибольшее и наименьшее значения вибраций соответствуют одним и тем же диаметрально противоположным положениям пробного груза на окружности ротора. Если взятый груз меньше небаланса ротора, вес груза необходимого для достижения баланса, определяют по кривой 1.

Из этой кривой видно, что наименьшие значения вибраций соответствуют точке a . Опустив из точки a перпендикуляр на развернутую окружность ротора, получим точку a_1 , которая и будет соответствовать месту установки балансирующего груза. Затем дугу окружности на роторе, соответствующую точкам 2—3, делят пропорционально отрезкам на графике $2-a_1$ и a_1-3 , получают точку на роторе, которая должна совпадать с центром тяжести балансирующего груза. Нетрудно видеть, что вес балансирующего груза, при котором вибрация в точке a будет равна нулю, можно определить из соотношения

$$P_{б.н} = P_{пр} \frac{a_1 a_2}{aa_2},$$

где $P_{б.н}$ — вес балансирующего груза; $P_{пр}$ — вес пробного груза; $a_1 a_2$ и aa_2 — соответствующие отрезки на вертикальных линиях (рис. 224).

В случаях, когда пробный груз больше небаланса ротора (кривая 2), вес балансирующего груза

$$P_{б.н} = P_{пр} \frac{b_1 b_2}{b_2 b_3}.$$

at two mutually perpendicular sections. Vibrations are measured with a vibrometer, oscillograph from contact-type strain gauges or by contactless magnetic transmitters, or with the aid of dial gauges mounted on a stationary base.

The average readings of vibrations (double amplitude) are laid off to the chosen scale on the vertical axis (Fig. 224, б).

Then the weight is shifted in succession from point to point with similar measurements being taken and their readings plotted on the respective vertical axes. By running a line through the points on the chart, curve 1 will be constructed which characterizes the maximum vibrations of the hydropower unit with the trial weight (less than the rotor unbalance) assuming different positions on the rotor.

Validity of measurements for the weight less than the rotor unbalance will be confirmed if the difference between the maximum vibration obtained with the trial weight on and original vibration z equals the difference between the original and the minimum vibration obtained with the trial weight, i.e. when $bb_2 = aa_2$ (Fig. 224, б).

It is easy to see that if the trial weight exceeds the rotor unbalance (curve 2, Fig. 224, б), these differences will not be equal, i.e. $b_2b_3 \neq a_2a_3$. Irrespective of the mass of the trial weight, the maximum and minimum magnitude of vibrations corresponds to the same diametrically opposite locations of the trial weight on the rotor periphery. If the trial weight is less than the rotor unbalance, the mass of the weight required to attain balance is determined from curve 1.

This curve shows that minimum magnitudes of vibrations correspond to point a . By dropping a perpendicular line of the developed circumference of the rotor we obtain point a_1 which will correspond to the location of the balance weight. Then the arc of the rotor circumference corresponding to points 2—3 is divided proportionally to lengths $2-a_1$ and a_1-3 on the chart and a point is found on the rotor which must coincide with the center of gravity of the weight. It is easy to see that the mass of the balance weight, which will reduce vibration at point a to zero, can be determined from the equation

$$P_{бв} = P_{тв} = \frac{a_1 a_2}{a a_2}$$

where $P_{бв}$ is mass of the balance weight; $P_{тв}$ is mass of the trial weight; $a_1 a_2$ and aa_2 are respective lengths on the vertical lines (Fig. 224).

In cases when the trial weight exceeds the rotor unbalance (curve 2), the mass of the balance weight is determined from the expression

$$P_{бв} = P_{тв} = \frac{b_1 b_2}{b_2 b_3}.$$

Так как наибольшая вибрация при этом соответствует положению груза в точке b_1 , т.е. между пятым и шестым делениями окружности, балансирующий груз необходимо установить в диаметрально противоположной точке на окружности ротора, т.е. в точке a_1 .

Если балансирующий груз удобнее постоянно расположить и закрепить на окружности другого радиуса, чем тот, на котором его закрепляли, то вес этого балансирующего груза должен быть соответственно пересчитан.

Крепить груз надо так, чтобы усилия в креплениях от центробежных сил при разгоне гидроагрегата не были более допустимых.

После окончательного крепления балансирующего груза агрегат вновь запускают и проводят контрольную проверку вибраций подшипниковых опор и крестовин.

Д. ВИБРАЦИИ, ВЫЗЫВАЕМЫЕ ПОВЫШЕННЫМ БИЕНИЕМ ВАЛА ГИДРОАГРЕГАТА

Повышенное биение вала гидроагрегата также является одним из существенных факторов, увеличивающих амплитуду вибрации подвижных и неподвижных частей гидроагрегата.

Увеличенное биение вала вызывается следующими основными причинами: 1) изломом оси вала вследствие неперпендикулярности к оси вала одной или обеих сопрягающихся плоскостей фланцев турбинного и генераторного валов; 2) несоосностью валов турбины и генератора; 3) неперпендикулярностью плоскости трения диска подпятника к оси вала; 4) наличием зазоров между сопрягаемыми поверхностями на втулке подпятника и валу, которые оказывают особо вредные действия при неперпендикулярном расположении запорной шпонки к оси вала в генераторах подвешенного типа.

Первые две причины являются результатом неустраненных при монтаже дефектов заводской обработки сопрягающих плоскостей и центрирующих буртиков и выточки на фланцах валов турбины и генератора.

Устранение этих дефектов производится путем снятия слоя металла шлифованием или припиловкой с одной из сопрягающих плоскостей фланцев и некоторой части центрирующего буртика так, чтобы после соединения фланцев в плоскости разъема их не было излома оси вала гидроагрегата и чтобы ось генераторного совпадала с осью турбинного вала.

Вибрации, вызываемые неперпендикулярностью плоскости трения диска подпятника и оси вала и наличием увеличенного зазора между сопрягаемыми поверхностями на втулке подпятника и вала, являются также следствием дефектов заводского изготовления, которые при монтаже не были выявлены и устранены.

Since the heaviest vibrations will correspond to the location of the weight at point b_1 , i.e. between the 5th and 6th divisions of the circumference, the balance weight must be fixed at the diametrically opposite point, i.e. at point a_1 .

If it is more convenient to position the weight permanently and secure it at the circumference of a radius other than the original one, the mass of this balance must be recalculated respectively.

The weight must be secured so that stresses developing in the attachments due to centrifugal forces during the unit acceleration do not exceed permissible levels.

Once the balance weight is finally secured, the unit is again started up to check the bearing supports and brackets for vibration.

Е. VIBRATIONS CAUSED BY EXCESSIVE RUN-OUT OF THE UNIT SHAFT

Excessive run-out of the unit shaft is one of major factors increasing the vibration amplitude of rotating and stationary parts of the hydropower unit.

Excessive run-out of the shaft is caused by the following factors: (1) angularity of the shaft line which develops when one or both mating surfaces of the turbine and generator shaft flanges are out of square with the shaft axis; (2) misalignment of the turbine and generator shafts; (3) the thrust runner is out of square with the shaft axis; (4) clearances between the mating surfaces of the thrust collar and the shaft which produce extremely adverse effects if the key is out of square with the shaft axis on the overhung type generators.

The first two causes stem from defective shop machining of the mating surfaces, pilot fillets and recess on the turbine and generator shafts, which were not rectified during installation in the field.

These defects are eliminated by grinding or filing a metal layer off one of the mating surfaces of the flanges and some portion of the pilot fillet so that after coupling the flanges, no angularity should develop in the unit shaft line at the joint of flanges and the center line of the generator shaft should coincide with that of the turbine shaft.

Vibration caused by vertical misalignment of the thrust runner mirror in respect to the shaft axis and excessive clearance between the thrust collar and the shaft surface, also results from shop defects which have not been detected and eliminated in the field.

В практике бывают случаи, когда вал гидроагрегата, хорошо отцентрированный до постановки гидроагрегата на обороты, после некоторого времени работы имеет повышенные значения биения. Это получается чаще всего тогда, когда на гидроагрегате возникают вертикальные вибрации, вызываемые главным образом кавитационными явлениями. Происходит это за счет некоторого уплотнения сочленений на вращающейся части ротора, например из-за неравномерного обжатия запорного кольца при относительно свободной посадке втулки подпятника на вал, неравномерного обжатия прокладок, установленных между зеркальным диском и втулкой подпятника, а также вследствие изменения положения втулки подпятника относительно вала, вызываемого неравномерным уплотнением посадочных поясов на втулке, и, наконец, просто при деформации втулки, которая происходит при перераспределении литейных, либо сварочных напряжений, в зависимости от конструкции втулки, или напряжений, вызванных горячей посадкой втулки на вал.

Наличие таких дефектов приводит к тому, что вал во время вращения образует конус, вследствие чего значительно увеличивается вибрация всего гидроагрегата.

Определение величин повышенного биения вала и устранение только что рассмотренных дефектов, вызывающих это биение, производятся способами, описанными в § 5-9 и 5-11.

Е. ВИБРАЦИИ, ВЫЗЫВАЕМЫЕ НЕПОЛАДКАМИ В ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛАХ ГИДРОАГРЕГАТА

Чрезмерно большие или недопустимо малые зазоры в подшипниках, эксцентricность или несоосность шеек вала, а также несоосная установка вкладышей всех подшипников вызывают повышение вибрации гидроагрегата.

Вибрации гидроагрегата, вызываемые недопустимо большими или чрезмерно малыми зазорами в подшипниках и несоосной установкой вкладышей, устраняют соответствующей регулировкой этих зазоров способами, рассмотренными в § 4-13 и 5-12. При этом надо иметь в виду, что наиболее высококачественная окончательная регулировка может быть произведена только лишь после некоторого времени нахождения гидроагрегата на оборотах. Гидроагрегат желательно держать на оборотах, превышающих на 10—12% номинальные, обеспечив при этом надлежащий контроль за вибрациями опорных частей.

Такая форсированная работа гидроагрегата на холостом ходу ускоряет процесс обминания взаимно сопрягаемых опорных элементов подшипниковых узлов и других узлов гидроагрегата; происходит как

In practice there may be cases when the unit shaft, which has been properly aligned prior to putting the unit in operation, experiences an excessive run-out. This happens primarily when vertical vibrations occur in the hydropower unit, caused mainly by cavitation. It results from some tightening of joints on the rotating parts, such as because of non-uniform compression of the retaining ring with a relatively loose fit of the thrust collar on the shaft, non-uniform compression of the shims installed between the thrust runner and the thrust collar (block), and also due to displacement of the thrust collar with respect to the shaft caused by non-uniform compression of the thrust collar seats which occurs due to re-distribution of casting or welding stresses depending on the construction of the thrust collar or stresses caused by shrinking the thrust collar on the shaft.

These defects cause tapering of the shaft in the course of rotation with the result that excessive vibrations occur in the entire unit.

Determination of excessive run-out of the shaft and elimination of the above defects causing this run-out are conducted by methods described in Sections 5-9 and 5-11.

Е. ВИБРАЦИИ, ВЫЗЫВАЕМЫЕ НЕПОЛАДКАМИ В ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛАХ ГИДРОАГРЕГАТА

Excessive or inadmissibly small clearances in the bearings, eccentricity or misalignment of the shaft journals, and misalignment of all the bearing shells cause heavy vibration of the hydropower unit.

Vibrations of the hydropower unit caused by excessive or extremely small clearances in the bearings or by misalignment of the bearing shell are eliminated by adjustment of these clearances by methods discussed in Sections 4-13 and 5-12. It should be borne in mind, however, that high quality adjustment can be performed only after running the unit for some time. The hydropower unit should be run at a speed 10—12% above the rated value with vibration of the supporting parts being properly monitored.

Such forced operation of the hydropower unit at no-load run speeds up "local deformation" processes of the joined supporting elements of the bearings and other components of the unit, i.e. the joints become sort of formed. Vibration caused by eccentricity of

бы формирование сочленений. Вибрация, вызываемая эксцентричным расположением шеек вала к его оси, дает весьма ощутимые величины. В этом случае шейка вала, вращаясь в подшипнике, работает как центробежный насос, создавая в зоне масляной пленки переменные давления. Эксцентричность шеек вала образуется главным образом в результате эксцентричной обточки или отставания облицовки от вала. Устраняется она приведением шеек в концентричное к оси вала положение. Это достигается проточкой шеек вала при помощи специального приспособления или припиловкой и шлифовкой вручную по точному шаблону с проверкой концентричности индикатором при повороте вала на 360°. При отставании облицовку шейки вала приваривают с помощью электрозаклепок с последующей обработкой.

Ж. ВИБРАЦИИ, ВЫЗЫВАЕМЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ВОЗМУЩАЮЩИМИ СИЛАМИ

Гидравлические возмущающие силы могут возникнуть вследствие несимметричности вращающихся в водотоке частей; несимметричности давления по окружности рабочего колеса гидротурбины; неправильно установленной комбинаторной зависимости; кавитационных явлений; резонанса частоты свободных колебаний ковшей рабочего колеса ковшовой турбины с частотой возмущений, получаемых рабочим колесом от сопел и здания ГЭС; гидравлического небаланса рабочих колес гидротурбин.

Несимметричность вращающихся частей относительно оси вращения гидротурбины вызывает переменные возмущающие гидравлические силы. Так, например, эксцентричная обточка обода и уплотнительных колец рабочего колеса и неудачные расположения и форма балансировочного груза весьма часто являются причиной повышенных вибраций гидроагрегата.

Наличие на рабочем колесе радиально-осевой гидротурбины щитов дефлектора, расположенных не в перпендикулярной к оси вращения плоскости, также может вызвать дополнительные вибрации. Так как возмущающая гидравлическая сила прямо пропорциональна давлению в щелях уплотнения, вибрация гидроагрегатов, работающих на больших напорах, проявляется заметнее.

Вибрации, вызываемые этими причинами, частично можно уменьшить центрированием рабочего колеса, установив его так, чтобы ось вращения находилась строго по центру камеры, а также соответствующим перенесением балансировочного груза. Иногда удается значительно уменьшить вибрации, подводя воздух под давлением к наружной стороне нижнего обода рабочего колеса.

Несимметричность давления по окружности рабочего колеса вследствие неправиль-

the shaft journal with the shaft axis gives rather tangible magnitudes. In this case the shaft journal rotating in the bearing operates as a centrifugal pump creating variable pressure in the oil film zone. Eccentricity of the shaft journals results essentially from eccentric machining or exfoliation of the shaft liner. Eccentricity can be eliminated by making the shaft concentric with the shaft axis. This is achieved by machining the shaft journal with the aid of a special tool or by filing and hand grinding to a precise templet, the concentricity being checked with a dial gauge with the shaft turned through 360°.

In the event of exfoliation, the shaft journal liner is welded back with electric rivets with subsequent machining.

Г. ВИБРАЦИИ, ВЫЗЫВАЕМЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ВОЗМУЩАЮЩИМИ СИЛАМИ

Hydraulic disturbing forces may be caused by asymmetry of the parts rotating in the water passage, asymmetry of pressure on the periphery of the runner, wrong cam relationship between the wicket gate setting and the setting of runner blades, cavitation phenomena, resonance due to natural runner bucket oscillation frequency with the disturbing frequency induced by the turbine nozzles and powerhouse, hydraulic unbalance of the turbine runner.

Asymmetry of the rotating parts with respect to the turbine axis of rotation causes variable hydraulic disturbing forces. For instance, eccentric machining of the rim and sealing rings of the runner or poor shape and location of the balance weight cause fairly often excessive vibration of the hydropower unit.

The presence of baffles on the Francis runner arranged in the plane out of square with the axis of rotation may be also a cause of additional vibrations. As hydraulic disturbing forces are directly proportional to the pressure in the seal gaps, vibration of the hydropower units operating at high heads becomes more appreciable.

Vibration resulting from these causes can be partially reduced by centering the runner so that the axis of rotation is positioned to the perfect center of the runner chamber as well as by respective shifting of the balance weight. Sometimes, vibrations are tangibly reduced by supplying air to the outer side of the runner rim.

Asymmetry of pressure on the periphery of the runner because of an irregular shape of

ной формы спиральной камеры, засорения некоторой части ее посторонними предметами, закупорки какой-то части проходных сечений между двумя смежными лопастями рабочего колеса или неравномерного открытия направляющего аппарата гидротурбины также может вызвать повышенную вибрацию гидроагрегата.

Для устранения вызываемых этими причинами вибраций необходимо привести соответствующие узлы в надлежащее состояние.

Неправильно установленная комбинаторная зависимость приводит к тому, что гидроагрегат имеет повышенную вибрацию и пониженный к.п.д. При оптимальной комбинаторной зависимости обеспечивается безударный вход потока воды на лопасти рабочего колеса, благодаря чему получают пониженные вибрации и повышенный к.п.д. гидроагрегата. Поэтому, настраивая комбинаторную зависимость по наименьшим вибрациям, достигают относительно спокойной работы гидроагрегата при наибольших или очень близких к ним значениях к.п.д.

Кавитационные явления в турбинах наряду с разрушением металла вызывают весьма ощутимую вибрацию гидроагрегата с наибольшим значением в вертикальном направлении.

Сущность кавитационной эрозии и способы восстановления разрушенных эрозией узлов проточной части гидротурбины рассматривают в § 9-4. Здесь же скажем только о мероприятиях по уменьшению вибраций агрегата, вызываемых явлениями кавитации. Эти мероприятия в основном сводятся к следующему. Во-первых, по возможности необходимо избегать работы гидроагрегата в диапазоне нагрузок, в котором проявляются повышенные явления кавитации. Во-вторых, при эксплуатации гидроагрегатов гидростанции необходимо всегда соблюдать такое положение, при котором высота отсасывания была бы не больше предусмотренных рабочими характеристиками гидротурбины для соответствующих мощностей и напоров. Очень часто удается уменьшить вибрацию гидроагрегата, вызываемую явлениями кавитации, путем подвода атмосферного воздуха под рабочее колесо или в его зоне по периферии.

Явления резонанса свободных колебаний ковшей рабочего колеса с частотой возмущений, получаемых рабочим колесом от сопел и задняя ГЭС, также приводит к весьма ощутимым вибрациям ковшевых гидротурбин и образованию на них трещин. Для устранения резонансных явлений, а следовательно, и вибраций, вызываемых этими явлениями, необходимо изменить жесткость ковшей путем изготовления новых колес с другими частотами колебаний ковшей или путем приварки к ковшам бандажного кольца, связывающего все ковши.

Гидравлический небаланс рабочих колес гидротурбин также является одной из причин, вызывающих повышенную вибрацию гидроагрегата.

the scroll case, clogging of its part with foreign objects, obstruction of passages between two adjacent runner blades or non-uniform opening of the wicket gates may also cause excessive vibration of the hydropower unit.

These causes of vibration are eliminated by restoring the respective parts to a proper state.

A wrong cam relationship results in excessive vibration and reduced efficiency. The optimum cam relationship ensures smooth entrance of the water flow to the runner blades thus reducing vibrations and increasing efficiency of the hydropower unit. Therefore, by setting the cam relationship to the minimum level of vibrations, relatively smooth operation of the hydropower unit is obtained at the maximum or close-to-maximum values of efficiency.

Alongside with metal pitting, cavitation in the turbine causes rather tangible vibration of the hydropower unit, its maximum being in the vertical direction.

The cavitation erosion and methods of re-conditioning the water passage elements damaged by this erosion are discussed in Section 9-4. Here we are going to touch on the actions to reduce vibration of the unit caused by cavitation. These actions primarily boil down to the following. First, wherever possible, the unit must not be allowed to run under loads at which excessive vibrations occur. Second, in running the hydropower unit, the suction lift does not exceed the values specified by the performance curves of hydraulic turbines for respective outputs and heads. Vibration of the hydropower unit caused by cavitation very often can be reduced by atmospheric air admission under the runner or to its zone on the periphery.

Resonance of natural runner bucket oscillations at a disturbing frequency induced by the nozzles and powerhouse building also lead to rather tangible vibrations of the bucket turbines and their cracking. The resonance phenomena and, hence, vibrations caused by these phenomena can be eliminated by changing rigidity of the buckets. To achieve this, either new wheels with other bucket oscillation frequencies must be manufactured or a shroud must be welded to the buckets to bind them together.

Hydraulic unbalance of the runner is one of the causes of excessive vibration.

Бывает иногда и так, что хорошо статически отбалансированное в воздухе рабочее колесо при вращении в воде дает ощутимый небаланс. Это происходит потому, что колеса имеют значительную объемную несимметрию, которая в подавляющем большинстве случаев образуется устанавливаемыми на рабочем колесе во время балансирования балансировочными грузами. Устраняется это устройством с противоположной стороны от балансировочного груза объемного заполнителя в виде замкнутого сосуда или груза из более легкого металла. Объем этого замкнутого сосуда или груза из легкого металла должен быть равен сумме объемов, которые занимают балансировочный груз, установленный при статической балансировке колеса в воздухе, и дополнительный груз для весового уравнивания колеса.

3. ВИБРАЦИИ, ВЫЗЫВАЕМЫЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ НЕБАЛАНСОМ

Неравномерный зазор между расточкой статора и полюсами ротора служит довольно частой причиной повышенных вибраций гидроагрегата, несущего нагрузку. Вибрации особенно возрастают, когда ротор гидрогенератора имеет яйцевидную форму, вследствие чего при вращении происходит пульсация электромагнитного взаимодействия. Сравнительно большие значения вибрации гидроагрегата получаются при недостаточной жесткости корпуса статора. Неравномерные зазоры межжелезного пространства в возбудителе и подвозбудителе также весьма серьезно влияют на усиление вибрации гидроагрегата. Частой причиной повышенных вибраций являются замыкания соседних витков обмотки полюсов ротора.

Неравномерность зазора между расточкой статора и ротором устраняют тщательным перецентрированием статора относительно оси вращения ротора и исправлением формы ротора. Яйцевидную форму или эллипсность ротора ликвидируют горячей расклиновкой его обода, а в некоторых случаях отдельные полюсы вынимают и подвергают механической обработке.

Зазоры по возбудителю и подвозбудителю приводят в соответствие с допусками посредством прокладок, устанавливаемых под полюсами магнитной системы.

Если причиной повышенной вибрации оказалось межвитковое замыкание обмотки полюса ротора, полюс необходимо снять с ротора и отремонтировать.

Замкнутые витки отыскивают способом, описанным в подразделе В § 9-6.

В заключение отметим, что любые вибрации необходимо устранять, так как они могут привести к аварии, даже при самом высоком качестве монтажа агрегата.

Sometimes it happens that the runner well balanced in the air, gives a tangible unbalance when rotating in the water flow. It occurs because of three-dimensional asymmetry which in most cases results from the balance weights fixed on the runner during balancing. This is eliminated by securing a closed vessel or a weight fabricated from a lighter metal on the opposite side of the balance weight. The volume of this closed vessel or light-metal weight must be equal to the sum of volumes taken up by the balance weight which was fixed during static balancing of the runner in the air and an additional weight to equalize the runner mass.

H. VIBRATIONS CAUSED BY ELECTROMAGNETIC UNBALANCE

The non-uniform air gap between the stator bore and the rotor poles is very often a cause of excessive vibrations of the hydropower unit on load. Vibrations tend to increase, especially if the rotor has an elliptical shape which causes electromagnetic interaction ripples in rotation. Fairly heavy vibrations of the hydropower unit stem from an inadequate rigidity of the stator frame. Unequal clearances in the air gap of the exciter and pilot exciter also contribute significantly to vibrations of the hydropower unit. Turn-to-turn faults in the rotor field coils frequently cause excessive vibration.

A non-uniform air gap is adjusted by accurate re-alignment of the stator with respect to the rotor axis of rotation and by correction of the rotor shape. The elliptical configuration of the rotor is rectified by hot wedging of its rim; in some cases, separate poles are removed and machined.

Air gaps in the exciter and pilot exciter are adjusted to the tolerances by shimming under the poles.

If excessive vibration is caused by turn-to-turn fault in the field coils, the pole must be removed from the rotor and repaired.

Faulty turns are detected by the method described in Subsection C of Section 9-6.

In conclusion we should like to note that any vibrations must be eliminated because they may lead to failure even if highest standards were met in the installation of the hydropower unit.

9-3. ВРЕДНЫЕ ДЕЙСТВИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА НА РАБОТУ ГИДРОАГРЕГАТА

Не рассматривая подробно физических явлений гидравлического удара, коснемся лишь того, что необходимо знать при наладке и пусковых испытаниях гидроагрегатов, в первую очередь гидроагрегатов с высокими напорами и длинными напорными трубопроводами.

При сбросе всей или какой-то части нагрузки с гидроагрегата происходит сравнительно быстрое закрытие направляющего аппарата или сопла. Это приводит к быстрому уменьшению расхода воды через гидротурбину, а следовательно, и к резкому уменьшению скорости движения воды в трубопроводе. Такое резкое торможение сопровождается резким же увеличением давления в трубопроводе из-за инерции довольно большой массы воды, — происходит так называемый гидравлический удар.

Волну, идущую от направляющего аппарата к началу трубопровода, принято называть прямой волной, а волну от начала трубопровода — обратной волной. Обратная волна возникает в трубопроводе через время (считая от начала процесса регулирования), равное L/a , где L — длина трубопровода, a — скорость распространения ударной волны. Пробег обратной волны также требует времени L/a . Время прихода обратной волны к направляющему аппарату (также от начала процесса регулирования) $T = 2L/a$. Таким образом, время пробега ударной обратной волны, или, как принято его называть, фаза удара, прямо пропорционально двойной длине трубопровода и обратно пропорционально скорости распространения ударной волны.

Распространяется обратная волна от начала трубопровода следующим образом. Во время закрытия направляющего аппарата или иглы сопла гидротурбины повышение давления от нижнего участка распространится волной вдоль трубопровода к его началу. Пока эта волна успеет дойти до начала трубопровода, весь трубопровод будет заполнен сжатой водой и стенки его деформируются избыточным давлением.

Но так как в начале трубопровода, имеющего свободный выход, давление останется неизменным, то получится небаланс давления. За счет избыточного давления произойдет обратный ток воды к началу трубопровода. В результате понижение давления будет перемещаться к направляющему аппарату со скоростью, равной распространению ударной волны.

Скорость распространения ударной волны, или гидравлического удара, a в абсолютно жестком трубопроводе равна скорости распространения звука в жидкости, т.е. для воды $a = 1435$ м/с, а для металлического круглого трубопровода ее исчисляют по формуле Н. Е. Жуковского.

$$a = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{\epsilon}{E} \frac{D}{\delta}}}$$

9-3. ADVERSE EFFECTS OF HYDRAULIC HAMMER ON OPERATION OF HYDROPOWER UNIT

Without elaboration on the physical phenomena of the hydraulic hammer we are going to touch only on the things which one should know during adjustment and commissioning tests of the hydropower units and primarily high head and long-penstock units.

On shedding a full or partial load relatively rapid closure of the wicket gates or nozzle takes place. This results in rapid reduction of water discharge through the turbine and, hence, abrupt deceleration of the water flow in the penstock. Such an abrupt deceleration is accompanied by a corresponding abrupt pressure rise in the penstock due to the inertia of fairly large water mass, i.e. so-called water hammer occurs.

The wave proceeding from the wicket gates toward the end of the penstock is termed a wave of expansion, while the wave returning from the end of the penstock is termed a compression wave. The compression wave originates in the penstock in the time (counting from the moment of flow regulation) equal to L/a where L is length of the penstock,

a is velocity of the water hammer wave propagation. The travel of compression wave takes also L/a . Time of the compression wave travel to the wicket gates (also from the beginning of flow regulation) $T = 2L/a$. Thus, the travel time of the compression wave or, as termed, the surge phase is directly proportional to the double length of the penstock and inversely proportional to the velocity — the water hammer wave propagations.

The compression wave travels from the penstock end in the following way. On closure of the wicket gates or the nozzle needle the pressure rise is propagated by the wave along the penstock from its downstream portion to its up-stream end. Until the wave manages to reach the end of the penstock, the entire conduit will be filled with compressed water and its wall will be strained by the overpressure.

But since the pressure at the beginning of the penstock having a free outlet remains constant, the pressure unbalance will occur. Due to an excessive pressure a reverse flow to the up-stream end begins. As a result, the pressure dropping will propagate towards the wicket gates with a velocity equal to the velocity of the water hammer wave propagation.

The velocity of the water hammer wave propagation or hydraulic hammer (a) in an absolutely rigid conduit equals the transmission of sound through fluid media, i.e. for water $a = 1435$ m/s, for the metal conduit it is determined from the Zhukowsky formula

$$a = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{\epsilon}{E} \frac{D}{\delta}}}$$

где ϵ — модуль объемной упругости жидкости (для воды $\epsilon = 2,1 \times 10^4$ кгс/см²); D — диаметр трубопровода, мм; E — модуль упругости материала трубопровода; δ — толщина стенки трубопровода, мм.

В среднем для стальных трубопроводов гидроэлектростанций скорость распространения ударной волны обычно находится в пределах 700—1200 м/с. Такая сравнительно большая скорость распространения гидравлического удара, или, то же самое, процесса торможения или ускорения жидкости, объясняется тем, что сжимаемость жидкости и деформация трубопровода очень малы.

Различают два вида гидравлического удара: прямой гидравлический удар, происходящий в тех случаях, когда время T_s закрытия направляющего аппарата или сопла будет равно времени t пробега ударной волны от направляющего аппарата до свободной поверхности воды в напорном бассейне или уравнилительной камере и обратно или меньше времени t , т.е. когда $T_s \leq t$. Непрямой гидравлический удар происходит в том случае, когда существует неравенство $T_s > t$.

В случае прямого гидравлического удара повышение давления в конце трубопровода вычисляют по формуле

$$\Delta h = \frac{a(v_1 - v_2)}{g}$$

где Δh — повышение давления; a — скорость распространения ударной волны; v_1 — скорость до начала процесса регулирования; v_2 — скорость в конце регулирования; $(v_1 - v_2)$ — потерянная скорость; g — ускорение силы тяжести.

Величина гидравлического удара в сравнительно длинных напорных трубопроводах при сбросах частичных нагрузок может иногда иметь большее значение, чем при сбросах полной нагрузки. Это объясняется тем, что при сбросах частичных нагрузок время прикрытия направляющего аппарата или иглы сопла может быть меньше времени пробега ударной волны от регулирующего органа до свободной поверхности воды в напорном бассейне или уравнилительной камере и обратно. Поэтому и возможны явления прямого гидравлического удара; напротив, при сбросе полной нагрузки, т.е. при наибольшем времени закрытия регулирующего органа, таких явлений может и не быть.

При работе нескольких гидроагрегатов от одного трубопровода надо проводить испытания с различными сочетаниями величин нагрузок на агрегатах и находить самые невыгодные условия сбросов, которые вызывают наибольшее повышение давления в трубопроводе.

Эти условия и должны стать основой для определения максимальных повышений давления в напорном трубопроводе; их следует всегда знать, чтобы избежать опасных явлений при сбросах нагрузок в различных сочетаниях.

where is elastic modules of fluid (for water $= 2.1 \times 10^4$ kgf/cm²); D is diameter of the conduit, mm; E is elastic modules of the material of the pipe shell; δ is thickness of the pipe wall, mm.

On the average, the velocity of the hydraulic hammer wave propagation for the steel conduits of the hydropower plants ranges within 700—1200 m/s. Such a relatively high velocity of the hydraulic hammer propagation or that of fluid deceleration is explained by the fact that the compressibility of the fluid and deformation of the pipe are very small.

Two types of hydraulic hammer are differentiated, viz., direct hydraulic hammer occurring when the closure time of the wicket gates or nozzle T_s is equal to the travel time of the wave from wicket gates to free surface in the forebay or in the surge tank and back or less than time t , i.e., when $T_s \leq t$. The indirect hydraulic hammer occurs when $T_s > t$.

In case of a direct hydraulic hammer, the pressure rise in the end of the conduit is determined from the formula

$$\Delta h = \frac{a(v_1 - v_2)}{g}$$

where Δh is pressure rise; a is velocity of wave propagation; v_1 is velocity prior to the regulation process; v_2 is velocity by the end of regulation process; $(v_1 - v_2)$ is loss velocity; g is acceleration of gravity.

The magnitude of hydraulic hammer in comparatively long penstocks on a partial load shedding may be higher than that at full load drop. It is explained by the fact that on partial load shedding, the closure time of the wicket gates or nozzle needle may be shorter than the travel time of the wave from the flow regulating device to the free water surface in the forebay or surge tank, and back. Therefore, the direct hydraulic hammer may occur and, vice versa, at a full load drop, i.e., at the maximum closure time of the flow regulation device such phenomena cannot occur.

When several hydropower units are connected to one penstock, tests must be conducted at various combinations of loads and must disclose the most unfavourable conditions of load shedding which cause the highest pressure rise in the penstock.

These conditions must serve as a basis for determination of the maximum pressure rises in the penstock. They must be always known to avoid dangerous conditions at load shedding in various combinations.

Мировая практика эксплуатации гидротурбин высоких, средних и даже низконапорных ГЭС имеет достаточно примеров, подтверждающих большую вредность, которую приносят явления гидравлического удара. Так, например, на одной из ГЭС Японии, построенной на реке Ои в 160 км от Токио, где были установлены три гидротурбины мощностью по 24 тыс. кВт каждая при напоре, равном 123 м, в 1950 г вследствие гидравлического удара, происшедшего от быстрого захлопывания дискового затвора, произошла весьма серьезная авария. В результате гидравлического удара на нижнем участке трубопровода была разорвана вдоль оси одна из секций, а на верхнем — большая часть трубопровода была смята атмосферным давлением ввиду образовавшегося на этом участке большого вакуума за счет быстрого движения воды, хлынувшей через разорванный участок. В результате этой аварии здание ГЭС вместе с пультом управления были затоплены, вымыто около 500 м³ грунта и сожжен главный трансформатор.

В высоконапорных гидротурбинах, имеющих регуляторы давления, или, как их принято называть, холостые выпуски, при неправильной регулировке могут тоже появиться ощутимые или опасные явления гидравлического удара. Холостой выпуск высоконапорной гидротурбины призван предотвращать повышение давления в спиральной камере и трубопроводе выше допустимого при сбросах нагрузки. Это обеспечивается тем, что при быстром закрытии направляющего аппарата гидротурбины, когда начнет резко подниматься давление в спиральной камере, часть воды через открываемый в это время холостой выпуск отводится, минуя рабочее колесо.

В целях предотвращения вредных действий гидравлического удара, который может быть в результате неправильного взаимодействия работы направляющего аппарата с холостым выпуском, необходимо произвести тщательную наладку этой схемы. При наладке надо добиться такого положения, чтобы во время сброса нагрузки, в начальный период движения направляющего аппарата на закрытие, не получилось чрезмерно большого открытия холостого выпуска. В противном случае в этом периоде может быть резкое увеличение расхода и скорости движения воды через спиральную камеру. При дальнейшем закрытии направляющего аппарата скорость движения может сильно падать, что иногда вызывает резкое повышение давления в спиральной камере и трубопроводе до значений выше допустимых.

9-4. КАВИТАЦИОННАЯ ЭРОЗИЯ

А. СУЩНОСТЬ КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИИ

Кавитационные разрушения (эрозия) проточной части гидротурбины, сопровождающиеся неприят-

The world's experience in operation of high-, medium- and even low-head installations has many examples which confirm harmful effect of hydraulic hammer. For example, at one of the hydropower plants built in Japan on the Oy river 160 km from Tokyo, which was equipped with 3×24 MW turbines operating under a head of 123 m a hydraulic hammer resulting from a rapid closure of the butterfly valve caused a very heavy accident in 1950. The hydraulic hammer caused one section at the downstream end of the penstock to rupture along its axes, while at the up-stream part, a long length of the penstock was crushed by the atmospheric pressure because of heavy vacuum developed here due to a rapid flow of water gushing through the ruptured section. As a result of this accident, the powerhouse and the control room were flooded, about 500 m³ of soil washed away and the main power transformer was burnt out.

In high-head installations equipped with waste pressure regulators or, as they are called, relief valves, tangible or dangerous hydraulic hammer phenomena may also occur in the event of a wrong setting. The relief valve of a high-head installation is intended to preclude pressure rise in the scroll case and penstock above the magnitude permissible at load shedding. To achieve this, during quick closure of the wicket gates, when pressure begins to abruptly rise in the scroll case, a part of the flow is released through the relief valve by-passing the runner.

The system must be thoroughly set up to preclude deleterious effects that may result from wrong interaction of the wicket gates with the relief valve. Setting should be done so that at load shedding the relief valve does not open wide within the initial period of the wicket gate motion in the closing direction. Otherwise, abrupt increase in the discharge and velocity of water flow through the scroll case will result. On further closure of the wicket gates the flow may rapidly decelerate which sometimes causes abrupt rise in pressure within the scroll case and penstock above the permissible values.

9-4. CAVITATION EROSION

A. WHAT IS CAVITATION EROSION

Cavitation damage (pitting) of the turbine water passage accompanied by obnoxious noise and vibra-

тым шумом и вибрацией, представляют собой весьма сложный процесс, механизм и природа которого четко не определены и до настоящего времени. Исследованиями установлено, что в этом сложном процессе кавитационное разрушение металла происходит под воздействием целого комплекса факторов, имеющих механическое и электрическое происхождение.

В эксплуатационных условиях работы гидротурбины, в зависимости от режимов и параметров, эти факторы проявляются в различных сочетаниях, обусловливаемых различной последовательностью, продолжительностью и силой воздействия.

Сущность этих явлений сводится к следующему. В потоке быстро движущейся жидкости в результате местных понижений статического давления образуются кавитационные пузырьки, причем только в тех точках потока, где статическое давление меньше давления насыщенных паров жидкости. По мере продвижения потока в область повышенного давления кавитационные пузырьки мгновенно сокращаются в объеме. В момент разрушения пузырька окружающая его жидкость резко устремляется в образовавшуюся пустоту, как бы бомбардируя эту зону. При разрушении пузырька, находящегося в соприкосновении с какой-либо деталью, происходит местный гидравлический удар, под действием которого поверхность детали разрушается. При образовании и срывании пузырьков возникают ультразвуковые колебания, а при разрушении пузырьков появляются электрические разряды, которые разрушающе действуют на поверхность металла. При этом газ ионизируется, что развивает термическое и электрохимическое воздействие на поверхность металла. Кроме того, в быстро движущемся потоке воды активизируются агрессивные его реагенты, что также ускоряет процесс химического воздействия на металл.

Явление кавитации в турбине особенно заметно в тех случаях, когда она работает на нерасчетном напоре и при рассогласованной комбинаторной зависимости. Кроме того, каждая серия гидротурбин обладает такими свойствами, что при некотором диапазоне нагрузок работа их сопровождается повышенной кавитацией. Этот диапазон рекомендуется проходить сравнительно быстро и ни в коем случае не сопустать при этом длительной нагрузки.

Разрушенная кавитацией поверхность металла имеет вид губки (рис. 225), с глубиной каверн 20—30 мм и более в зависимости от времени воздействия, режимов работы турбины, марки применяемой стали и др.

Б. СПОСОБЫ ЗАЩИТЫ ОТ КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИИ

Защиты, исключаяющей совсем кавитационную эрозию в проточной части гидротурбин, пока еще

tion is a fairly complex process whose mechanism and origin have not yet been defined clearly. It was found that pitting of the metal occurs under the action of a number of factors which are of mechanical or electromechanical nature.

Under operating conditions of the hydraulic turbine, depending on the modes of operation and parameters, these factors manifest themselves in various combinations determined by different sequence duration and action forces.

These phenomena consist in the following. Cavitation bubbles are formed in the quickly-flowing liquid as a result of local drops in the static pressure, but only at the points where the static pressure is lower than the pressure of the saturated liquid vapour. While moving into the excess pressure zone the bubbles abruptly reduce in the volume. At the moment of the bubble collapse, the surrounding liquid rushes into the void as if subjecting it to repeated shocks. On collapse of the bubble on the contact with any part, a local hydraulic hammer action takes place under which the surface of the part fails. On formation and merging of bubbles, ultrasonic oscillations occur, while at the collapse of bubbles, electric discharges develop which impair the metal surface. The gas becomes ionized resulting in thermal and electrochemical action on the metal surface. Besides, its aggressive agents activate in the quickly flowing water which also contributes to the chemical action on the metal.

Cavitation in the turbine is especially sensed when the turbine operates at a head other than rated and under off-cam relationship. Besides, each series of hydraulic turbines has such properties, that their operation is accompanied with excessive vibration within a certain range of loads. It is recommended that this range of loads should be passed relatively quickly and no sustained load should be allowed in any case.

The metal surface damaged by cavitation (Fig. 225) has a spongy appearance with 20—30 mm and deeper caverns depending of the duration of the action, modes of the turbine operation, types of steels applied, etc.

В. METHODS OF PROTECTION AGAINST CAVITATION EROSION

Cavitation erosion in the turbine water passage cannot be fully eliminated. At present various methods

не существует. В настоящее время применяются различные способы защиты, которые только лишь уменьшают эти разрушения. Наиболее распространенным, хотя и недостаточно эффективным способом защиты проточной части гидротурбины от кавитационной эрозии является применение нержавеющей стали, кавитационная стойкость которых значительно выше углеродистых и низколегированных. Узлы проточной части, подвергающиеся наибольшему воздействию кавитации, делаются целиком из нержавеющей стали или в сочетании с углеродистой. В последнем случае конструкции узлов гидротурбины могут быть сварно-литыми, из элементов нержавеющей и углеродистой сталей или литыми, либо из проката из углеродистой стали с покрытием омываемой водой поверхности слоем нержавеющей стали. Покрытие поверхности узлов гидротурбины (рабочее колесо, камера и др.) слоем нержавеющей стали при изготовлении или ремонте производится различными способами, рассмотренными в п. В настоящего параграфа.

Применяемые для поверхностей узлов гидротурбин аустенитные стали, хотя и обладают высокой коррозионной стойкостью, но подвергаются кавитационным разрушениям. Проведенными за последние годы исследованиями проблемной лабораторией Уральского политехнического института и опытом эксплуатации гидротурбин Братской и Красноярской ГЭС доказано, что более высокой сопротивляемостью кавитационным разрушениям обладают хромомарганцевые аустенитные стали. Покрытые этой сталью лопасти рабочих колес Красноярской ГЭС весьма хорошо стоят против кавитационных разрушений при весьма хорошей коррозионной стойкости. Следует, однако, отметить, что в связи с ухудшенными механическими свойствами этой стали она может применяться только для покрытий поверхности деталей и узлов.

Покрытие поверхности деталей гидротурбин полимерными материалами ни в нашей, ни в зарубежной практике пока еще не нашло себе широкого применения.

Вторым наиболее распространенным способом защиты турбин от кавитационной эрозии является выпуск воздуха под и над рабочее колесо или по его периферии. Многочисленными исследованиями и опытами доказано, что насыщение воздухом зоны движения жидкости, в которой происходит разрушение кавитационных каверн и замыкание пузырьков, значительно снижает кавитационную эрозию и вибрацию гидроагрегата. Впуск воздуха в зону рабочего колеса обычно производят при нагрузках 35—60% от номинальной. При больших нагрузках воздух выпускается только в крайних случаях, так как это иногда снижает к.п.д. турбины. Атмосферный воздух выпускается обычно через отверстие в валу агрегата в конус рабочего обтекателя рабочего колеса и далее под рабочее колесо. В этом случае на верхушке вала устанавливается специальный или в нижней части вала — обратный шаровой клапан.

of protection have found application which only lessen this damage. Application of stainless steels whose cavitation resistance is much higher than that of carbon or low alloy steels is the most widely spread method for protection of the turbine water passage though it is not adequately effective. The water passage elements subjected to severest cavitation, are made completely of stainless steel or in combination with carbon steel.

In the latter case, the turbine parts can be of a welded-cast construction from stainless steel and carbon steel elements or of a cast construction, or they can be manufactured from carbon steel with stainless steel overlay on the surfaces washed by water.

The facing of turbine parts (runner, chamber, etc.) with stainless steel in fabrication or repairs is done by various methods discussed in Subsection C of this Section.

Though austenitic steels used for overlaying the turbine parts are highly corrosion resistant, they are prone to cavitation damage. Studies which have been recently conducted by the laboratory of the Ural Polytechnical Institute and operational experience of the Bratsk and Krasnoyarsk turbines, have proved that austenitic chrome-manganese steels are more resistant to cavitation damage. Runner blades of the Krasnoyarsk turbines faced with an overlay of this steel stand well cavitation action with fairly well corrosion resistance. It should be noted that because of degraded mechanical properties of this steel, it can be used only for facing the parts and components.

Polymeric overlay of turbine parts have not yet found wide application in this country and abroad.

The second most widely used method for protecting the turbines against cavitation erosion is air admission under and above the runner or at its periphery.

Numerous investigations and tests have proved that cavitation erosion and vibration of the hydro-power unit are reduced considerably if the fluid motion zone in which destruction of caverns and merging of cavitation bubbles take place is saturated with air. Air admission into the operating zone of the runner is done at 35—60% of the rated load. At higher loads, air is admitted only in exceptional cases because it reduces sometimes the turbine efficiency. The atmospheric air is usually admitted through the bore in the turbine shaft to the runner cone and farther under the runner. A special valve is mounted on the top of the shaft or a check globe valve is installed at the lower

Иногда воздух атмосферного давления или от специальной компрессорной установки сжатый воздух подводят в зону рабочего колеса через специальный кольцевой трубопровод с отверстиями, расположенными по периферии конуса отсасывающей трубы под рабочим колесом. Опыт подтверждает, что подача сжатого воздуха приводит к уменьшению вредных явлений кавитации.

За последнее время в виде опыта в качестве мер по уменьшению кавитационной эрозии стали применять способ электрохимической защиты. Он включает в себя покрытие предохраняемой от разрушения поверхности протекторной цинковой краской и катодную защиту от внешнего источника постоянного тока.

В. РЕМОНТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОТУРБИН, ПОДВЕРГШИХСЯ КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИИ

Как уже было отмечено ранее, детали проточного тракта, и в первую очередь лопасти и камеры рабочих колес, изготовленные из углеродистой и низколегированных и даже из нержавеющей сталей, подвержены значительной эрозии вследствие явления кавитации.

Ввиду сравнительно большого объема работ по восстановлению кавитационных разрушений на деталях гидротурбин вопрос о технологии производства этих работ приобретает весьма актуальное значение. Этапы этой технологии сводятся к удалению разрушенного кавитацией металла, восстановлению геометрических форм детали с нанесением на поверхность металла кавитационностойкого слоя и обработки поверхности. Ниже рассмотрим эти этапы несколько подробнее.

1. Удаление дефектного слоя металла

Разрушенный кавитационными действиями слой металла, имеющий вид губки (рис. 225), удаляют путем вырубки пневмозубилами, фрезерованием или воздушно-дуговой строжкой. Вырубка разрушенного кавитацией металла пневмозубилами, хотя и обеспечивает высокое качество работ, однако ввиду тяжелых условий труда, сопровождаемого одновременно большим шумом, и весьма низкой производительности (не более 10 кг металла в смену) может быть рекомендована только лишь при небольших объемах работ. Способ удаления металла методом фрезерования специальной передвижной головкой, хотя и дает хорошее качество работ, но при больших глубинах эрозии он становится малопродуктивным, а поэтому и непригодным. Наиболее

portion of the shaft. Sometimes, air under the atmospheric pressure or compressed air from a special air compression plant is injected to the runner zone through a special pipe ring with holes spaced over the periphery of the draft tube cone under the runner. The experience confirms that air admission reduces adverse effects of cavitation.

Recently, experiments have been conducted with electrochemical protection as a measure to reduce cavitation erosion. It includes a zinc paint coat of the surface to be protected against damage and a cathode protection operating from an external d.c. source.

C. REPAIR OF TURBINE WATER PASSAGE DAMAGED BY CAVITATION EROSION

As has been already noted, the water passage elements and primarily the blades and runner chamber liners manufactured from carbon, low-alloy and even stainless steel, are prone to considerable erosion due to cavitation effect.

As re-conditioning of the turbine parts damaged by cavitation is a relatively labour-consuming procedure, the problem of work execution acquires special significance. Phases of this procedure consist in removal of the metal damaged by cavitation, re-conditioning of the geometry with application of a cavitation-resistant overlay on the metal surface and its machining. These phases are discussed hereinbelow in more detail.

1. Removal of Defective Metal Layer

A sponge-like metal layer damaged by cavitation effect (Fig. 225) is removed by cutting with pneumatic chisels, by milling or air-electric arc planing. Chiseling of the damaged metal, though it ensures a higher quality of work, may be recommended only for small amount of work because of very hard conditions of work execution accompanied by high noise and low labour productivity (not more than 10 kg of metal removed per shift). The method of removing the metal by milling with the aid of a special portable cutting head, though it ensures an adequate quality of work, has low productivity at high depth of pitting and therefore is not good for use. The electric-arc air planing



Рис. 225. Кавитационные разрушения на выходной кромке лопасти рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины

Fig. 225. Cavitation damage on discharge edge of runner blade of radial-axial hydraulic turbine

прогрессивным способом удаления разрушенного кавитацией металла является способ воздушной электродуговой строжки металла, сущность которого была нами рассмотрена в § 4-7. Этот способ при применении специальных пластинчатых электродов для поверхностей воздушно-дуговой строжки обеспечивает относительно высокое качество работ и весьма высокую производительность.

Пластинчатые электроды в зависимости от глубины строгания делают сечением 5×15 ; 5×20 ; 6×25 и 6×30 мм и длиной 250—300 мм.

Электропитание к резакам подводится от источника постоянного тока. Сила тока регулируется в диапазонах: при электродах 5×15 мм — 300—350 А; 5×20 мм — 400—450 А; 6×25 мм — 600—650 А и 6×30 мм — 700—750 А.

Применяя такие пластинчатые электроды, при соблюдении задаваемых режимов по силе тока можно достичь производительности строжки соответственно — 8,5; 11,5; 15 и 17 кг снимаемого металла в час. Сила тока и скорость продвижения резака при строжке подбираются так, чтобы толщина снимаемого металла за один проход была не более 5—6 мм. При снятии слоя большей толщины это делается за несколько проходов.

2. Восстановление геометрических форм деталей с нанесением кавитационностойкого слоя на поверхность

Геометрическая форма деталей гидротурбин после снятия разрушенного кавитацией слоя металла восстанавливается обычно в два приема: в первом — электродуговой наплавкой наносится слой низкоуглеродистого металла, а во втором — этот слой покрывается металлом, обладающим повышенной стойкостью против кавитационных разрушений.

Низкоуглеродистый слой металла обычно наносится ручным способом с помощью электродов, не имеющих токсичных окислов, и прежде всего окислов марганца, либо полуавтоматами в среде угле-

is the most effective method of removing the metal damaged by cavitation. This method is discussed in detail in Section 4-7. With application of special plate electrodes for electric-arc planing, this method provides relatively high quality of work and fairly high productivity.

Depending on the depth of planing, the plate electrodes are fabricated of 5×15 ; 5×20 , 6×25 , 6×30 mm in size and 250—300 mm long.

The cutters operate on d.c. supply. The current is adjusted within the following range: with 5×15 mm electrodes, from 300 to 350 A, with 5×20 mm electrodes, from 400 to 450 A, with 6×25 mm electrodes, from 600 to 650 A, with 6×30 mm electrodes, from 700 to 750 A.

Employment of such plate electrodes, at specified current maintained, will ensure the following productivity of the planing process: 8.5, 11.5, 15 and 17 kg of metal removed per hour, respectively. The current and the cutter speed in planing should be so selected that the depth of metal removed within one pass was not more than 5 or 6 mm. If a thicker layer of metal is to be removed, it has to be done within several passes.

2. Re-conditioning of Geometry of Parts with Application of Cavitation Resistant Overlay

After the removal of a metal layer damaged by cavitation, the geometry of the turbine parts is usually restored in two stages. During the first stage, a layer of low carbon metal is built up by electric-arc welding; during the second stage, this layer is faced with an overlay of cavitation resistant metal.

The low carbon metal is usually welded on manually with the aid of electrodes which are free from toxic oxides, and primarily magnesium oxides, or by a semi-automatic welding machine in the carbon oxide

кислого газа; при этом применяют проволоку толщиной 1,2—1,6 мм. Последний способ наиболее производительный, но требует особых мер по отводу углекислого газа из зоны работ, так как возможные резкие повышения уровня воды в отсасывающей трубе могут интенсивно поджимать углекислый газ к месту работ.

Крепление второго слоя металла, обладающего повышенной противокавитационной стойкостью, производится после механической обработки наплавленной ранее поверхности. Обработка этой поверхности под крепление защитного слоя должна производиться со строгим контролем размеров так, чтобы после крепления защитного слоя и соответствующей механической обработки толщина его была не менее 4—6 мм. Это обычно контролируется по соответствующим шаблонам.

Облицевание поверхности слоем металла, обладающего повышенной стойкостью против кавитационных разрушений, до недавнего времени обычно производилось путем приварки полос из листового нержавеющей стали. Но ввиду того, что эти полосы в процессе приварки вспучивались, а в дальнейшем при эксплуатации турбин они под действием знакопеременных пульсирующих нагрузок сравнительно быстро отрывались, от этого способа пришлось отказаться.

В настоящее время на всех ГЭС облицевание поверхностей восстанавливаемых деталей производится ручной электродуговой наплавкой слоя металла, либо полуавтоматами порошковой проволокой, имеющей защитный порошок внутри.

После наплавки защитного слоя поверхность его, подвергается шлифованию. В связи с тем, что процесс шлифования весьма трудоемкий и тяжелый, необходимо серьезно работать по наплавке как первого, так и облицовочного слоев металла, принудительно формировать швы с тем, чтобы облегчить процесс сварки и добиться получения поверхностей, не требующих механической обработки.

9-5. НЕПОЛАДКИ В СИСТЕМЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ

A. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Гидроагрегаты очень часто вводятся в эксплуатацию при напорах, значительно стлечающихся от расчетных, что не позволяет произвести при пусках агрегатов всестороннее выявление и устранение недостатков в работе регуляторов скорости вращения. Кроме того, по мере ввода последующих агрегатов ГЭС появляются новые эксплуатационные условия, при которых выявляются дополнительные недостатки в работе регуляторов скорости вращения гидротурбин.

Перечень неполадок в работе системы регулирования может быть весьма большим; однако мы

medium, the welding wire in this case being 1.2—1.6 mm thick. The latter method is the most efficient one but requires special arrangements to discharge carbon oxide from the working zone because possible abrupt water stage rise in the draft tube may cause carbon oxide level to build up in the working zone.

The second layer, which has a high cavitation resistance, is secured after machining the previously welded surface.

This surface on which the protective overlay will be secured, must be machined with strict observances of the dimensions so that after securing the protective overlay and proper machining its thickness should be not less than 4—6 mm. It is usually checked with special templates.

Facing of the surface with a metal overlay having a high cavitation resistance has been done of late by welding the stainless steel strips. But this method was rejected because the strips got buckled in the course of welding and in operation of the turbines they broke away quickly due to the action of sign-variable pulsating loads.

At present, on all hydropower developments, the surfaces of re-conditioned parts are faced by means of hand electric-arc welding of the metal overlay, or with a semi-automatic welding machine by a powdered wire.

After building up the protective overlay its surface must be ground. As the grinding process is a rather labour-consuming procedure and a hard job, care must be given to welding both the first layer and overlay, the welds must be shaped up to facilitate the welding process and to produce surfaces which do not require machining.

9-5. TROUBLES IN COVERING SYSTEM

A. GENERAL

The hydropower units are very often put on load at heads differing considerably from the rated ones which does not allow operational defects of the speed governors to be revealed and eliminated. Besides, as the next hydropower units are put in service, new operating conditions may develop under which additional defects in operation of the speed governors become exposed.

The list of troubles in the operation of the governing system may be long, but we are going to discuss only those which are of frequent occurrence. They

рассмотрим здесь лишь наиболее часто встречающиеся. К числу их можно отнести следующие: плохая работа клапанов МНУ, увеличенные протечки масла и качание в системе регулирования. Плохая работа клапанов МНУ налаживается путем соответствующей их регулировки и подгонки. Уменьшение протечек в системе, происходящих за счет больших зазоров в золотниках и между поршнями и цилиндрами сервомоторов устраняется путем замены дефектных деталей.

Вопрос качания системы регулирования представляет собой серьезную задачу, требующую подробного рассмотрения.

В. КОЛЕБАНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Колебание системы регулирования — наиболее частая причина неполадок в работе регуляторов скорости. Оно может быть как на холостом ходу, так и при параллельной работе гидроагрегатов под нагрузкой.

Колебание регуляторов на холостом ходу агрегата наблюдается значительно чаще, чем под нагрузкой. Но бывает и так, что регулятор хорошо работает на холостом ходу, а после включения агрегата в сеть появляются сильные качания, сопровождаемые обратнопоступательными движениями поршней сервомоторов направляющего аппарата с величиной перемещения в несколько десятков миллиметров и перепадом в несколько секунд. Такие явления чаще всего встречаются на высоконапорных ГЭС, имеющих длинные напорные трубопроводы, так как там колебания усиливаются действием гидравлического удара.

Частота колебаний регулятора может совпадать с оборотами гидроагрегата, быть кратной им или несвязанной с оборотностью. Если частота колебаний совпадает с оборотами или кратная им и проявляется в виде толчков, то причину колебаний следует искать в тахогенераторе либо в маятнике регулятора. Подача импульсов от тахогенератора, вызывающих качание системы, происходит вследствие плохого центрирования его ротора относительно статора или вследствие биения в приводе к ротору, если последний не сидит на валу генератора, а соединен с ним какой-либо передачей. Устраняются эти недостатки путем тщательного центрирования узла.

Колебания системы регулирования вызываются многими причинами, но главные из них следующие: 1) большая нечувствительность звеньев системы регулирования; 2) недостаточность выключающего эффекта обратной связи; 3) неполадки в электрической части в ЭГР.

Нечувствительными звеньями системы регулирования могут быть: маятник, передача от побудительного золотника к сервомотору направляющего аппарата; элементы кинематики обратной связи

cover the following: poor work of the oil pressure system valves, excessive oil leakage, and governing system hunting.

A poor work of the oil pressure system valves is eliminated by their adjustment and setting up. Excessive oil leakage in the system caused by big clearances in the distributing valves, between the pistons and the servomotor cylinders is eliminated by replacing defective parts.

The governing system hunting is a critical problem which requires a detail consideration.

В. GOVERNING SYSTEM HUNTING

The governing system hunting is the most frequent cause of maloperation of the speed governor. It may occur at no-load run and when sharing the load with other units.

The governor hunting at no-load operation of the hydropower unit is of a more frequent occurrence than on-load. Sometimes, however it happens that the governor operates well at no load, but after its connection to the system, there occur heavy swings accompanied by reciprocating motion of the gate servomotor pistons with a travel magnitude of several tens of mm and several seconds time difference. Such phenomena primarily occur at highhead installations with a long penstocks because in these installations hunting is intensified by hydraulic hammer.

The governor may hunt at a rate equal to the hydropower unit speed; may be a multiple of it or independent of the speed. If the rate of hunting is the same as or is multiple of the oscillations and manifests itself in the form of shocks, the source of hunting should be looked for in the tachogenerator or in the centrifugal pendulum. Tachogenerator induced pulses causing the system to swing result from poor centering of its rotor with respect to the stator, or run-out in the drive to the rotor if the latter is not mounted on the generator shaft but connected through a transmission gear. These defects are eliminated by proper alignment of this assembly.

The governing system hunting may be caused by various reasons, the main ones being:

- (1) high insensitivity of the governing system features;
- (2) inadequate "shutting-off effect" of the feedback mechanism;
- (3) troubles in electrical part of the electrohydraulic governor.

The following members of the governor system may be insensitive: centrifugal pendulum (flyballs), transmission gear from the pilot valve to the gate servomotor, feedback connection elements (from servomotor to damping device), the governor damping device.

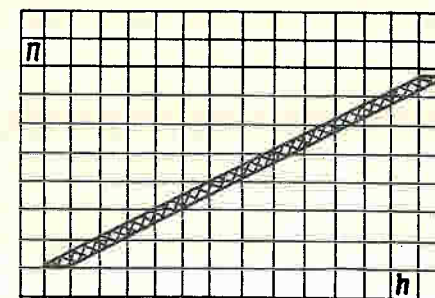


Рис. 226. Характеристика маятника, имеющего зону нечувствительности (на рис. заштрихована):

n — об/мин; h — мм

Fig. 226. Characteristics of pendulum with dead zone (cross-hatched in the Figure):

n — rpm; h — mm

(передача от сервомотора к изодромному механизму) и изодромный механизм регулятора.

Рассмотрим кратко причины, вызывающие нечувствительность этих звеньев, и определим способы их нахождения и устранения.

Нечувствительность маятника регулятора обусловливается наличием сил трения в его сочленениях, которые приводят к тому, что штифт маятника при одной и той же скорости вращения занимает различное положение. Другими словами: при подъеме скорости от какого-то минимального значения до номинальной штифт маятника для каждого значения скорости будет занимать положение, отличное от значения скорости, достигнутой не при подъеме, а при снижении, и маятник будет иметь зону нечувствительности в виде полосы нечувствительности (рис. 226).

Снятие характеристики маятника производят либо на стенде, обеспечивающем плавное изменение скорости, либо когда агрегат находится на холостых оборотах, а регулятор поставлен на ручное управление.

Следует иметь в виду, что вибрации фундамента регулятора или стенда могут исказить характеристику, приблизив ее к абсолютно чувствительной, за счет сведения к минимуму сил трения.

Увеличение же действительной чувствительности маятника производится за счет уменьшения сил трения в сочленениях маятника.

Нечувствительность передачи от побудительного золотника к сервомотору направляющего аппарата определяется зазорами пределов перемещения побудительного золотника, в которых сервомотор не реагирует, т.е. не имеет перемещений. Нечувствительность обратной связи определяют путем измерения предельных возвратнопоступательных перемещений поршня сервомотора направляющего аппарата, в диапазоне которых побудительный золотник не получает соответствующих перемещений от действия обратной связи. В этом случае зона нечувствительности уменьшается за счет ликвидации люфтов в кинематической цепи механизмов обратной связи. Недостаточность выключающего эффекта обратной связи определяется при сбросах нагрузок. Если при

сбросе номинальной нагрузки направляющий аппарат закрывается полностью и даже может в этом закрытом положении находиться еще несколько секунд и лишь потом, после нескольких колебаний в диапазоне от нуля до открытия холостого хода, остановиться в положении, соответствующем холостому ходу, то это свидетельствует о малом выключающем эффекте.

Let us briefly consider the causes of insensitivity of these members, methods of detecting these causes and elimination.

Insensitivity of the centrifugal pendulum (flyballs) stems from friction forces in its joints which cause the flyball pin to assume different positions at the same speed of rotation. In other words, at the speed rise for a certain minimum value to the rated one, the flyball pin tends to assume a position which for each speed magnitude will differ from the speed magnitude to be reached when lowering the speed. The centrifugal pendulum (flyballs) will have an insensitive zone in the form of a dead band (Fig. 226).

The flyballs characteristics are determined either at a test stand providing smooth speed variation, or when the unit runs at no-load speed and the governor is on manual control.

It should be noted that vibrations of the governor foundation or the test stand may distort the characteristic bringing it close to the absolutely sensitive one because of reducing the friction forces to a minimum.

Sensitivity of the pendulum can be upgraded by reducing the friction in the pendulum joints.

Insensitivity of the transmission gear from the pilot valve to the wicket gate servomotor is determined by measuring the limits of the pilot valve travel within which the servomotor does not respond, i.e., does not move. Insensitivity of the feedback mechanism is determined by measuring reciprocations of the gate servomotor piston within the range in which the pilot valve does not receive respective motions from the feedback mechanism actions. In this case, insensitivity is reduced by eliminating the plays in the feedback connection elements.

Inadequate effect of the feedback mechanism is determined at load shedding. If upon shedding of the rated load, the wicket gates close up completely and even may remain in the closed position several seconds more and only after several oscillations from zero to no-load position they assume the no-load position, it points to the low feedback shutting-off effect.

В этом случае выключающий эффект должен быть увеличен либо за счет увеличения передаточного отношения в передаче выключателя, либо за счет уменьшения дросселирующего отверстия в катаракте изодрома.

Выключающий эффект обратной связи должен быть налажен так, чтобы при сбросе номинальной нагрузки направляющий аппарат доходил до положения, при котором прекращается прирост скорости вращения, а затем закрытие его должно происходить с замедлением.

Если увеличение действия выключающего эффекта произвести за пределы допустимых значений, то при сбросах полной нагрузки катарактом и механизмом остающейся неравномерности золотник возвратится в свое среднее положение и остановит движение поршня сервомотора на закрытие, когда скорость вращения агрегата еще будет возрастать. Для дальнейшего движения поршня на закрытие золотник должен будет сместиться еще несколько в сторону закрытия.

Следует отметить, что наладка системы регулирования на холостом ходу при ее колебании большей частью обеспечивается за счет увеличения выключающего эффекта обратной связи.

9-6. НЕИСПРАВНОСТИ В ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ГЕНЕРАТОРОВ

А. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

В процессе пусконаладочных работ и в первом периоде эксплуатации гидрогенераторов неисправность в электрической части гидрогенераторов является одной из причин, по которой он работает ненормально или совсем выходит из строя.

К числу наиболее часто встречающихся неисправностей в электрической части гидрогенераторов можно отнести следующие: 1) замыкание обмотки полюсов ротора на корпус; 2) замыкание между витками в обмотке полюсов ротора; 3) искрение из-под щеток; 4) повышенный шум в гидрогенераторе; 5) вибрация обмотки статора.

Б. ЗАМЫКАНИЕ ОБМОТКИ ПОЛЮСОВ РОТОРА НА КОРПУС

Явление замыкания обмотки полюсов ротора на корпус в гидрогенераторах наблюдается весьма часто. Причиной этого в большинстве случаев являются попадание между обмоткой и сердечником в местах пайки выводов капелек оловянистого припоя, касание обмотки сердечника через продавленную изоляцию и др.

Это весьма опасное явление, так как в случае эксплуатации генератора с замкнутой на корпус

In this case, the feedback shutting-off effect must be improved by increasing the transmission ratio of the switch or by reducing the throttling port in the dashpot.

The feedback shutting-off effect must be so adjusted that on shedding of the rated load, the wicket gates should assume a position at which the speed increment ceases and then its closure should take place with a delay.

Should the feedback effect be "overregulate" beyond the limits of permissible values, at a load drop the dashpot and the speed droop mechanism return the distributing valve in its mid-position and it will check movement of the servomotor piston in the closing direction when the unit speed is still rising. To move the piston farther in the closing direction, the distributing valve has to move somewhat farther in the closing direction.

It should be noted that adjustment of the governing system at no-load speed in case of its hunting is effected by augmenting the "shutting-off" effect of the feedback mechanism.

9-6. TROUBLES IN ELECTRICAL CIRCUITS OF GENERATORS

А. GENERAL

In the course of commissioning and adjustment, and initial period of operation, troubles in the electric circuits of the generators are one of the causes bringing on malfunction or failure of the generator.

Troubles that occur most frequently in the generator electric circuits are as follows: (1) ground fault in the rotor field coils; (2) turn-to-turn fault of the rotor field coils; (3) sparking at the brushes; (4) excessive noise in the generator; (5) vibration of the stator winding.

В. GROUND FAULT IN THE ROTOR FIELD COILS

Ground fault in the rotor field coils rather frequently occurs. In many cases, it is caused by tin solder droplets got between the winding and the core at the brazed joints when the winding comes in contact with the core through broken insulation.

It is rather a critical phenomenon because when running the generator with ground-faulted field coils

обмоткой полюса при замыкании еще одного из полюсов с противоположной стороны произойдет одностороннее электромагнитное притяжение толчком ротора к статору.

Нахождение полюса с замкнутой обмоткой на корпус и способы исправления этого дефекта рассмотрены в п. Г § 8-5.

В. ЗАМЫКАНИЕ МЕЖДУ ВИТКАМИ ОБМОТКИ ПОЛЮСОВ РОТОРА

Замыкание между двумя или несколькими витками обмотки ротора обычно вызывает большую вибрацию гидроагрегата с частотой колебаний, совпадающей с его оборотами.

Выявление полюсов, имеющих замыкания витков, производится несколькими способами, простейший из которых — способ измерения напряжений в катушках каждого полюса. В этом случае в катушках, имеющих межвитковые замыкания, напряжение будет меньше, чем в исправных. Следует заметить, что при таком испытании надо соблюдать особую осторожность, так как в обмотке ротора и на контактных кольцах могут возникнуть высокие напряжения, опасные для жизни. После выявления полюсов с нарушенной межвитковой изоляцией их снимают с ротора и определяют поврежденные витки для соответствующего ремонта. Поврежденные витки находят, так же как и полюсы, путем сопоставления напряжений, замеряемых на соседних группах, состоящих из одинакового числа витков катушки. Ремонт межвитковой изоляции производится после снятия катушки с сердечника способом, определяющимся характером повреждения.

Несколько сложнее обстоит дело с нахождением в обмотках полюсов ротора межвиткового замыкания, имеющего блуждающий характер, т.е. появляющегося под действием центробежных сил, возникающих при вращении ротора. Для нахождения полюса, имеющего блуждающий контакт межвиткового замыкания, на валу над контактными кольцами или под ними устанавливают специальное контактное кольцо, а к неподвижному узлу против кольца — траверсу со щеткой. Затем это кольцо соединяется проводом с междуполосным соединением одного среднего полюса так, чтобы ротор по полюсам был разбит на две равные половины. При этом провод надежно крепится к ротору, чтобы при вращении последнего не было повреждений. После этого в обмотку ротора, находящегося пока еще в неподвижном состоянии, через контактные кольца подают переменный ток напряжением 120 В, замеряя двумя вольтметрами напряжение между каждым контактным кольцом ротора и вспомогательным кольцом (рис. 227). В этом случае, если межвитковое замыкание образуется только на оборотах, то напряжение на обеих половинах будет одинаковое.

failure of one more pole on the opposite side may cause on one side electromagnetic attraction to push the rotor towards the stator.

Detection of a field coil with a ground fault and methods for rectifying this defect are discussed in Subsection D of Section 8-5.

С. TURN-TO-TURN FAULT IN ROTOR FIELD COILS

Short circuit in two or more rotor field coil turns causes heavy vibration of the hydropower unit, with frequency of oscillations coinciding with its revolutions.

Detection of the poles with short-circuited coil turns is effected by several methods. The simplest one is measurement of voltage across the coils of each pole. In this case the coils with turn-to-turn fault will have a lower potential than the good ones.

It must be emphasized that a particular caution should be exercised in conducting this test because high voltage dangerous to life can set up in the rotor winding and across the slip rings. On detecting the poles with failed turn insulation, they are removed from the rotor and the damaged turns are pinpointed for respective repairs. The damaged turns are detected similar to the poles by comparing voltages measured at the adjacent groups consisting of an equal number of coil turns. The turn insulation is repaired on removal of the coil from the pole core by the method which depends on the nature of damage.

It is a more difficult matter to locate the turn-to-turn fault of a wandering nature in the rotor field coils which occurs due to centrifugal forces in rotation of the rotor. The pole having a wandering contact of the turn-to-turn fault is detected by fixing a special slip ring on the shaft above or below the slip rings and the brush rocker opposite to the slip ring. Then this slip ring is wired up to the interpole connection of one middle pole so that the rotor should be split in two equal halves with respect to the poles. The wire must be reliably secured to the rotor to avoid damage in rotation of the rotor. After this, alternating current at 120 V is applied through the slip rings to the rotor winding at stand-still, with the voltage being measured by two voltmeters between each slip ring and the auxiliary slip ring (Fig. 227). In this case, if the turn-to-turn fault occurs only at running the voltage level at both halves will be equal. By making the same

Повторяя эти же замеры на оборотах, получаем разные показания, причем напряжение уменьшится толчком в той группе полюсов, где появится межвитковое замыкание.

Нетрудно определить, что далее путем поочередных присоединений полюсов к специальному контактному кольцу аналогичным способом находим полюс, имеющий этот блуждающий контакт.

measurements at running, different readings are obtained, with voltage dropping jerk-like in a group of poles in which a turn-to-turn fault occurs.

It is not difficult to realize that the pole with a wandering fault is determined by connecting the poles in turn to a special slip ring.

Г. ИСКРЕНИЕ ИЗ-ПОД ЩЕТОК

В процессе пуско-наладочных работ и в период эксплуатации на каждом гидрогенераторе наблюдается искрение из-под щеток коллектора и контактных колец. Это искрение может иметь небольшое и повышенное значение. Небольшое (точечное, белого или голубовато-белого цвета) искрение на сбегаящих кромках щеток не вызывает каких-либо вредных последствий и является вполне нормальным. Вытянутые искры желтоватого оттенка свидетельствуют о ненормальности в коммутации. Искры с зеленоватым оттенком подтверждают частичное сгорание меди коллектора.

Критерием для определения нормального искрения служит состояние сопрягаемых поверхностей на щетках и коллекторах либо контактных кольцах. Степень искрения оценивается по шкале ГОСТ, которой определяются ее нормальные значения. Повышенное искрение из-под щеток наблюдается сравнительно часто. Это явление как по характеру образования искр, так и по причинам, вызывающим эти искры, имеет весьма большое разнообразие.

Ниже рассмотрим лишь некоторые наиболее характерные виды повышенного искрения и причины его образования. Общими причинами обычного повышенного искрения из-под щеток коллектора и контактных колец будут следующие: плохое прилегание щеток к поверхности на коллекторе или контактном кольце; загрязнение или замасливание щеток и коллектора или контактных колец, заедание щеток в щеточном аппарате, биение контактных колец или коллектора, плохое или неодинаковое нажатие на щетки и эллипсность коллектора или колец.

Эти неполадки устраняются весьма легко: производят, соответственно, притирку щеток к поверхности коллектора или кольца путем обратнопоступательных движений стеклянной шкурки, заложен-

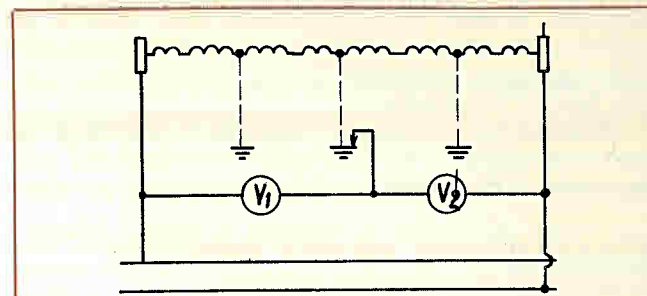


Рис. 227. Схема нахождения межвиткового замыкания в обмотке ротора гидрогенератора, имеющей блуждающий контакт

Fig. 227. Circuit arrangement for the location of turn-to-turn fault in generator rotor winding with stray origin contact

D. SPARKING AT BRUSHES

In the course of commissioning and adjustment and during operation, there occurs sparking at the commutator and the slip ring brushes. This sparking may be of a minor or a critical significance. Small sparking (point-like, of white or bluish white) at the trailing edge of brushes does not cause any adverse effects and it is quite normal. Elongated yellowish sparks indicate poor commutation, greenish sparks point to partial burning of the commutator copper.

The condition of mating surfaces on the brushes, commutators, or slip rings serves as criterion for assessing normal sparking. The degree of sparking is evaluated by the standard scale which is used to determine its normal values. Excessive sparking at the brushes is comparatively of a frequent occurrence. This phenomenon varies considerably both in terms of spark formation nature and causes of sparking.

Hereinbelow we are going to discuss most typical kinds* of excessive sparking and its causes. General causes of ordinary excessive sparking at the commutator and slip ring brushes are as follows: imperfect bedding of brushes on the commutator and slip ring, sticky brushes, run-out of slip rings or commutator, poor or non-uniform brush pressure, ellipticity of the commutator or slip rings.

These troubles can be readily eliminated by bedding of brushes to the commutator or slip ring surfaces by drawing a sandpaper fitted between the brush and the commutator or slip ring surface back and forth, by

ной между щеткой и поверхностью на коллекторе или кольце; промывку щеток и поверхности авиабензином; подгонку щеточного аппарата и регулировку пружин, нажимающих на щетки и проточку коллектора или контактных колец.

Кроме этих общих причин, вызывающих искрение из-под щеток коллектора и щеток контактных колец, есть еще и дополнительные причины, которые вызывают разнообразные виды искрения только лишь из-под щеток коллектора.

К этим видам искрения и причинам, их вызывающим, в первую очередь можно отнести следующие. Если при возбужденном генераторе с нагрузкой или без нее по коллектору между щетками наблюдается круговой огонь, это может быть вследствие неправильной установки траверсы (не на нейтрале), неравномерного расстояния между обегаящими краями щеток соседних бракетов; неправильного чередования главных и дополнительных полюсов; неправильного соединения дополнительных полюсов с якорем; слабых щеток, которые срабатываемой угольной пылью создают мостик.

Проявление искрения не в виде кругового огня, а отдельными всплесками может быть вызвано замыканием между собой отдельных пластин коллектора за счет натяга меди, замыканием между петушками или замыканием на корпус либо между собой витков якорной обмотки.

Д. ПОВЫШЕННЫЙ ШУМ В ГИДРОГЕНЕРАТОРЕ

Появление в гидрогенераторе повышенного шума с усиливающими тонами, совпадающими по частоте с оборотами гидроагрегата, свидетельствует о наличии в генераторе увеличенного магнитного небаланса. Если этот шум сопровождается еще и вибрацией спинки активной стали статора, то, кроме магнитного небаланса, источником повышенного шума является еще и слабая опрессовка стали. Для уменьшения шума необходимо привести в соответствие ротор со статором в части магнитного баланса способами, рассмотренными в п. Г § 5-11, а ослабленная активная сталь должна быть перепрессована или уплотнена путем забивки гетинаксовых, текстильных или других клиньев между пакетами стали.

Е. ВИБРАЦИЯ ОБМОТКИ СТАТОРА

Повышенные значения вибрации обмоток статоров гидрогенераторов как в пазу, так и в лобовых частях нередко вызывают повреждения изоляции и пробой. Повышенная вибрация обмотки в пазовой части статора является следствием плохого уплотнения ее в пазу и недостаточно сильного прижима расклинивающего пазового клина.

В результате воздействия сил, вызываемых этими вибрациями, изоляция пазовой части может подвер-

cleaning the brushes and slip ring or commutator surfaces with high-grade petrol, by setting up the brush gear and adjusting the springs holding down the brushes, by turning down the commutator and slip rings.

Apart from these general causes bringing about sparking at the commutator and slip ring brushes, there are some additional causes which cause only sparking at the commutator brushes.

These types of spring and their causes include the following. If between the commutator brushes there occurs ring fire with the generator excited and carrying or not carrying load, it may be caused by a wrong positioning of the brush rocker (off the neutral), unequal distance between the trailing edges of brushes in adjoining brush sets, wrong sequence of main and commutating poles, wrong connection of the commutating poles to the armature.

Sparking in the form of separate flashes may be caused by a short circuit in separate commutator segments due to too tight copper, short-circuiting of the commutator rises or ground fault or turn-to-turn fault in the armature winding.

Е. EXCESSIVE NOISE IN THE GENERATOR

Excessive noise in the generator with increasing tones at a rate equal to the generator speed indicates excessive magnetic unbalance in the generator. If the noise is accompanied by vibration of the stator core back, the cause of excessive noise, apart from the magnetic unbalance, is also inadequate clamping of the stampings. The noise is reduced by adjusting the rotor to the stator with regard to magnetic unbalance as discussed in Subsection D of Section 5-11, a loose core has to be re-clamped or tightened up by driving micarta textolite or some other wedges between the iron stacks.

Е. VIBRATION OF STATOR WINDING

Excessive vibration of the stator winding both in the slot and at the end parts very often results in damage to and breakdown of insulation. Excessive vibration of the winding in the slots results from its poor tightening in the slot and inadequate holding down by the slot wedge.

Forces brought in by these vibrations may slowly deteriorate the insulation of the slot winding. If in

гаться медленному разрушению. При наличии в пазах неровностей в виде выступающих листов стали разрушение идет более интенсивно. Вибрация в лобовых частях обмотки, возникающая в большей степени при большом вылете лобовых частей и недостаточно надежном их креплении, обычно вызывает разрушение изоляции стержней в местах их выхода из паза в виде излома, трещин и т.п.

В связи с этим пробой изоляции на корпус большей частью происходит в зоне выхода стержней из паза. Непосредственно в лобовой части вибрации вызывают переменные сжатия и растяжения изоляции и смятие в местах соприкосновения с дистанционными распорками и бандажными кольцами. В силу этого в местах соприкосновения обмотки с дистанционными распорками изоляция разрушается и пробивается.

9-7. НЕПОЛАДКИ В РАБОТЕ ПОДПЯТНИКОВ

А. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Подпятник гидроагрегата — весьма ответственный узел, определяющий работоспособность всего гидроагрегата. Особая роль принадлежит подпятникам крупных гидроагрегатов, имеющих осевую нагрузку, превышающую 2000 тс при удельном давлении 40—50 кгс/см² и более.

Многие явления, происходящие в подпятниках, остаются пока еще не понятными, так как режимы работы подпятников изучены недостаточно. Ввиду этого на многих крупных ГЭС подпятники работают с малым коэффициентом запаса работоспособности. Необходимо отметить, что самые тяжелые условия работы подпятник испытывает при пусках и остановках. Именно в эти моменты начинает развиваться его ненормальная работа.

Причин, вызывающих ненормальную работу подпятников, сопровождаемую частыми подплавлениями и натягиваниями баббита на сегментах, весьма много, но мы остановимся лишь на рассмотрении наиболее характерных и достаточно изученных: 1) плохая регулировка загрузки каждого сегмента; 2) неравномерное расположение сегментов; 3) плохая самоустанавливаемость сегментов; 4) увеличенные деформации сегментов; 5) отслоение баббита или плохое его качество; 6) повреждения или кривизна на зеркальной поверхности диска; 7) плохая пригонка сегментов к зеркальному диску и сопрягающихся плоскостей на верхних подушках и основаниях сегментов; 8) повышенное биение вала гидрогенератора; 9) масло не удовлетворяет предъявляемым требованиям.

the slots there are irregularities in the form of protruding steel stampings, deterioration goes on more intensively. Vibration of the end parts caused primarily by excessive overhang of the winding ends and inadequate fastening results usually in damage to the bar insulation at the place where the bars come out from the slots. The damage is in the form of fracture, cracking, etc.

That is why, ground fault of the insulation occurs mainly at the points where the bars emerge from the slots. In the end parts, vibration causes alternating compression and tension of the insulation and deformation on the contact with distance spacers and bandry rings. Because of this, insulation deteriorates and fails at the contact of the winding with the distance spacers.

9-7. BEARING TROUBLES

A. GENERAL

The thrust bearing is a critical part which determines the serviceability of the entire hydropower unit. A special part is played by the thrust bearing of large-size hydropower units with an axial thrust over 2000 tf at the unit pressure of 40—50 kgf/cm² and more.

Many phenomena occurring in the thrust bearings remain still obscure because operating conditions of the thrust bearings have not been adequately investigated. Because of this, on many large hydropower developments, the thrust bearings work with a small serviceability margin. It has to be noted that the hardest conditions are experienced by the thrust bearing at starting and stopping. Its maloperation tends to develop during such periods.

Maloperation of the thrust bearings accompanied by frequent burning out and galling of babbitt on the segments stems from fairly many causes. But we are going to discuss only the most typical and well studied causes, viz.: (1) poor load distribution between the segments; (2) irregular arrangement of segments; (3) poor self-adjustment of segments; (4) excessive deformation of segments; (5) exfoliation of babbitt or its poor quality; (6) damage or curvature of the thrust runner mirror; (7) poor bedding of segments to the thrust runner mirror and mating surfaces on the upper pads and segment bases; (8) excessive run-out of the generator shaft; (9) inadequate oil used.

Б. ПЛОХАЯ РЕГУЛИРОВКА ЗАГРУЗКИ КАЖДОГО СЕГМЕНТА

Натяг или подплавление баббита на сегменте обычно начинается с одного наиболее нагруженного сегмента или с сегмента, попавшего по другим причинам в наиболее тяжелое положение. Затем авария развивается весьма быстро, так как тепло от этого сегмента зеркальным диском мгновенно переносится на другие сегменты, приводя их в состояние, аналогичное первому. Из этого следует, что по условиям нагрузки работоспособность подпятника определяется работоспособностью наиболее нагруженного сегмента. Поэтому равномерность распределения нагрузки между отдельными сегментами имеет весьма существенное значение для всех подпятников, и в первую очередь для подпятников с небольшим коэффициентом запаса работоспособности.

Распределить нагрузку совершенно равномерно практически невозможно, а поэтому принято считать удовлетворительным распределение равномерности нагрузки такое, при котором разность в нагрузках между отдельными сегментами не превышает 10%.

При исследовании причин, вызывающих ненормальную работу подпятника, ощутимую неравномерность в нагрузках можно определить визуально. Более нагруженные сегменты имеют более яркие натирки на баббитовой поверхности. При этом следует иметь в виду, что даже хорошо отрегулированный при монтаже подпятник после некоторого времени работы может иметь значительную неравномерность в распределении нагрузки между сегментами. Это может произойти вследствие неравномерного обмятия сочленяемых пар подпятника.

Регулировка равномерного распределения нагрузок между сегментами производится способами, рассмотренными в п.Е. § 5-8.

В. НЕРАВНОМЕРНОЕ РАСПОЛОЖЕНИЕ СЕГМЕНТОВ

Неравномерное расположение сегментов по окружности и эксцентричное по отношению к зеркальному диску могут вызвать ухудшение в работе подпятника, повышение его температуры. В первом случае это объясняется тем, что при наличии у каких-либо смежных сегментов малого расстояния между ними, унесенное зеркальным диском с сегмента горячее масло, не успев охладиться, переносится на другой сегмент, ухудшая его температурный режим. Работоспособность подпятника по этим условиям будет определяться двумя этими сегментами. Наличие эксцентричного расположения сегмента к диску ухудшает условия по созданию стабильности масляной пленки. Исправление этих дефектов производится соответствующей регулировкой положения сегментов.

В. POOR LOAD DISTRIBUTION BETWEEN SEGMENTS

Galling or burning out of the babbitt on the segments usually starts at the most loaded segment or at the segment which got under the hardest conditions. Then failure progresses rather quickly because the thrust runner transfers the heat developed by this segment to other segments bringing them into similar conditions. It means that in terms of loading, serviceability of the thrust bearing depends on serviceability of the most loaded segment. Therefore, uniform distribution of the load between separate segments is rather important for all thrust bearings and primarily for the thrust bearings with a small serviceability margin factor.

It is impossible to obtain a perfectly uniform load distribution and therefore the load distribution is considered to be satisfactory when the difference in the loads acting on separate segments does not exceed 10%.

When investigating causes of abnormal operation of the thrust bearing, tangible load difference can be detected visually. More loaded segments have brighter spots on the babbitt surface. It should be borne in mind, however, that even the thrust bearings which were well adjusted during installation may have greatly non-uniform load distribution after running the unit for some time. It may be caused by non-uniform local deformation of the thrust bearing pairs.

A uniform load distribution between the segments is adjusted by methods discussed in Subsection F of Section 5-8.

C. IRREGULAR ARRANGEMENT OF SEGMENTS

Irregular arrangement of segments over the periphery or their eccentric position with respect to the thrust runner may impair the operation of the thrust bearing and raise its temperature. In the former case, if the adjacent segments are arranged too close, the hot oil carried away by the thrust runner from a segment will be transferred to another one without getting cooled thus impairing its temperature conditions. Serviceability of the thrust bearing will depend on these two segments. The eccentric position of the segment with respect to the thrust runner impairs conditions for maintaining a stable oil film. These defects are eliminated by appropriate adjustment of the segments in position.

Г. ПЛОХАЯ САМОУСТАНОВЛИВАЕМОСТЬ СЕГМЕНТОВ

Если сегменты не самоустанавливаются в положение, при котором обеспечивается некоторый наклон их в сторону входной кромки и заход масла между трущимися поверхностями, то подпятник нормально работать не может. Самоустанавливаемость сегмента определяется выбранным эксцентриситетом сегментов и величиной сил трения в сопрягаемых парах опорной части сегментов.

Выбор величины и регулировка эксцентриситета имеют весьма существенное значение в работе подпятника. Величина эксцентриситета в подпятниках колеблется в довольно широких пределах (от 2 до 12%) и зависит от ряда причин, обуславливаемых особенностью каждого подпятника. Малые значения эксцентриситета ухудшают условия захода масла между трущимися поверхностями, а большие затрудняют выход масла через выходную часть сегмента, создавая в этой части полусухое трение.

Поэтому расчетами задаются для каждого типа подпятника расчетные оптимальные значения эксцентриситета его сегментов которые и следует выдерживать при монтаже.

В случае установки какого-либо сегмента с большими отклонениями от заданного эксцентриситета надежность работы подпятника по этим причинам будет определяться этим неправильно установленным сегментом. Начавшийся процесс нагрева одного сегмента мгновенно передастся через диск другим. Величина эксцентриситета регулируется перестановкой боковых ограничивающих упоров. Увеличение сил трения в сопрягаемых опорных парах (опорный болт, тарелка и др.), вызываемое смятием в местах сочленений во время работы, значительно ухудшает самоустанавливаемость сегментов и тем самым снижает работоспособность всего подпятника. Опытами установлено, что смятие происходит неравномерно и на отдельных сегментах величины его иногда доходит до 0,15—0,25 мм. Само явление смятия можно легко определить визуально.

Уменьшения сил трения можно добиться путем термической обработки сопрягаемых пар с последующей шлифовкой.

Д. УВЕЛИЧЕНИЕ ДЕФОРМАЦИИ СЕГМЕНТА

Увеличенная деформация сегментов, возникающая под действием механической нагрузки и неравномерной температуры в сегменте, является серьезной причиной, влияющей на ухудшение работы подпятника. В первом случае она проявляется в виде изгиба вокруг точки опоры, а во втором — в виде выпучивания в сторону баббитовой поверхности. Поэтому при исследовании неудовлетворительно работающего подпятника на это явление следует обратить серьезное внимание. Величины деформации на верхних подушках и основаниях сегментов определяют тензометрическими измерениями, наклеивая тензометрические датчики на верхние подушки и основания сегментов.

Уменьшение механической деформации может быть сделано путем изменения толщины или габари-

Д. POOR SELF-ALIGNING OF SEGMENTS

If segments fail to assume a position ensuring some sloping towards the inlet edge and oil penetration between the friction surfaces, the thrust bearing cannot operate normally. Self-alignment of the segments is governed by the selected eccentricity of the segments and the magnitude of friction forces in the mating pairs of the segment bearing parts.

Selection of the magnitude and adjustment of eccentricity plays a very important part in the thrust bearing behaviour. The magnitude of thrust bearing eccentricity varies within a wide range (from 2 to 12%) and depends on some factors stemming from the peculiarities of each thrust bearing. Small eccentricity impairs conditions for oil penetration between friction surfaces while excessive eccentricity impairs ingress of oil through the outlet part of the segment thus creating semi-dry friction in this part.

Therefore, the design eccentricity is optimized by calculations for each type of thrust bearing and it must be met in installation.

Should a segment be installed with great deviations from specified eccentricity, reliability of the thrust bearing operation will be dependent on this wrongly installed segment. Overheating of one segment will be immediately transferred through the thrust runner to the other segments. Eccentricity is adjusted by shifting the lateral stops. An increase in friction forces in the mating pairs (supporting bolt plates, etc.) caused by local deformation of the junction in operation considerably impairs self-alignment of the segments and thus degrades serviceability of the entire thrust bearing. Experiments proved that the local deformation is not uniform and at separate segments sometimes reaches 0.15—0.25 mm. A local deformation can be readily detected visually.

Friction forces can be reduced by thermal treatment of the mating pairs with subsequent polishing.

Е. INCREASE IN SEGMENT DEFORMATION

Excessive deformation of the segments caused by a mechanical load and non-uniform temperature in the segment impairs critically the operation of the thrust bearing. In the former case, it shows up in the form of bending round the supporting point. In the latter case, it shows up in the form of buckling towards the babbit surface. Therefore, when investigating the thrust bearing maloperation, this phenomenon must be given particular attention. Deformation in the top pads and in the segment bases is measured by strain sensors glued on the top pads and segment bases.

Mechanical deformations can be reduced by changing the thickness or sizes of the lower pads. Thermal

тов нижних подушек, а тепловые деформации уменьшают увеличением степени отбора тепла от сегмента. Увеличение степени отбора тепла от сегментов производится за счет улучшения охлаждения масла разделением потоков горячего и холодного масла и увеличением расстояний между сегментами, либо за счет встраивания в подушку под баббитовый слой специального змеевика, через который затем пропускают охлаждающую воду.

Е. ОТСЛОЕНИЕ БАББИТА И ЕГО ПЛОХОЕ КАЧЕСТВО

Отслоение баббита от стали является одной из причин, вызывающих неудовлетворительную работу подпятника. Отслоение обычно наблюдается после сравнительно длительного периода эксплуатации, но иногда это проявляется и сразу после пуска агрегата. Причиной этому является плохое качество заливки сегментов, в результате чего под воздействием знакопеременных нагрузок от масляного клина на сегмент баббит, будучи плохо скреплен со сталью, отстает от последней, а впоследствии просто слоями выкрашивается, нарушая процесс формирования масляной пленки. Отслоение баббита от стали можно обнаружить импульсным ультразвуковым дефектоскопом либо с помощью керосиновой пробы. В первом случае ультразвуковая волна, отражаясь полностью в местах отслоений, в местах хороших контактов баббита со сталью отраженных импульсов иметь не будет. Во втором случае для определения мест отслоений или трещин в баббите делается следующее: баббитовая поверхность смазывается обильно керосином, а затем вытирается и покрывается раствором мела с водой. Затем сегмент оставляют на 24 ч для просушки. При наличии отслоений или трещин в этих местах через высохшую покрытую меловым раствором поверхность выступают пятна керосина, что является свидетельством дефекта.

Плохое качество баббита также может быть причиной неудовлетворительной работы подпятника. Ухудшение качества баббита обычно происходит ввиду нарушения температурного режима при заливке или наплавке, при котором из баббита выгорает олово и его составляющая часть в баббите уменьшается. Полученный новый состав баббита с меньшим процентом олова имеет тенденцию к намазыванию на диск подпятника.

Ж. ПОВРЕЖДЕНИЯ ИЛИ КРИВИЗНА НА ЗЕРКАЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДИСКА

Наличие повреждений или кривизны на рабочей поверхности диска подпятника значительно ухудшает процесс формирования масляной пленки, что приводит к неудовлетворительной работе подпятника. При этом надо иметь в виду, что иногда зеркальный диск с относительно хорошим состоянием

deformations are reduced by intensifying heat removal from the segment.

Intensification of heat removal from the segments can be afforded through the improvement of oil cooling by separation of hot and cold oil flows and increasing the space between the segments or by embedding a special coil for the cooling water under the babbit layer.

Е. EXFOLIATION OF BABBIT AND ITS POOR QUALITY

Exfoliation of babbit from the steel surface is one of the causes resulting in maloperation of the thrust bearing. Exfoliation of babbit occurs usually after a relatively long period of operation, but sometimes it happens immediately after putting the unit in service. It is caused by poor babbiting and, as a result of it, a sign-variable load induced by the oil wedge on the segment causes the babbit to come off because of a poor bond to the steel surface and then it exfoliates upsetting oil film formation. Babbit exfoliation from the steel can be detected by an ultrasonic flaw detector or by kerosene testing. In the former case, the ultrasonic wave reflects completely from the places where the babbit came off, while a sound bond between the babbit and the steel surface does not give a reflected pulse. In the latter case, babbit exfoliation or cracking is determined in the following way: the babbit surface is generously wetted with kerosene, then the kerosene is wiped out and the surface is coated with water solution of chalk. Then the segment is dried out for 24 hours. If there are exfoliations or cracks, kerosene stains come out through the dried-out chalk coat which indicates the presence of a defect.

Poor quality of the babbit also may be the cause of the thrust bearing maloperation. Degradation of the babbit usually results from failure to maintain the specified thermal conditions during babbiting which causes tin to burn out and its share in the babbit reduces. The new babbit composition with a reduced tin percentage tends to stick onto the thrust runner.

Г. DAMAGE TO OR CURVATURE OF THE THRUST RUNNER MIRROR

A damaged or curved mirror surface impairs considerably oil film formation which results in maloperation of the thrust bearing. It should be borne in mind that the thrust runner with the mirror in a relatively good condition may deteriorate while starting up the unit which was in operation for some time — (the

поверхности при пуске после некоторого времени эксплуатации приходит в неудовлетворительное состояние: на поверхности проявляются повреждения или кривизна, либо то и другое вместе. Поэтому при анализе неудовлетворительной работы подпятника надо в первую очередь осмотреть рабочую поверхность зеркального диска и произвести соответствующие замеры его кривизны. При осмотре могут быть обнаружены царапины или риски, полученные в результате попадания в масло грязи или металлической стружки, либо точечное выпучивание, получаемое на поверхности за счет выделения газов изнутри металла. Иногда эти местные выпученные точки имеют раскрытие, произведенное выделяемым водородом.

Кривизна рабочей поверхности зеркального диска проверяется при повороте ротора, устанавливая под диск между сегментами индикатор или электромагнитный датчик. Кривизна на рабочей поверхности диска может получиться вследствие деформаций как самого диска, так и опорной втулки, которая возникает при перераспределении остаточных напряжений, полученных при литье, ковке или горячей посадке втулки на вал. Кривизна может быть вызвана неравномерным разрушением устанавливаемых иногда при монтаже прокладок между диском и втулкой.

Обнаруженные на зеркальной поверхности диска повреждения исправляются шлифовкой тонкими пастами на месте либо на заводе-изготовителе. При этом следует иметь в виду, что повреждения, полученные от прорыва водорода, без заварки этих мест и последующей проточки и шлифовки обычно устранить не удастся. Кривизна поверхности выводится либо путем шлифовки тыльной части, либо за счет установки соответствующих регулировочных прокладок между диском и ступицей. Иногда все вышеупомянутые дефекты удается устранить приработкой этой поверхности на оборотах при добавлении в масло серы. Последний способ был предложен Институтом машиноведения и успешно опробован на Горьковской ГЭС. Суть его сводится к интенсивной химико-механической обработке поверхности трения в эксплуатационных условиях при добавлении в масло присадки в виде несвязанной активной серы в количестве 1,2% от общего объема смазки. Смазка для этих целей приготавливается следующим образом: в масло добавляется 3% серы и нагревается оно в специальной емкости до температуры 150°C. Смесь непрерывно перемешивается и держится при этой температуре 20—25 ч. Затем полученную смесь с 3%-ной концентрацией серы смешивают с чистым маслом в пропорции, чтобы концентрация серы в новой смеси была 1—1,2%.

3. ПЛОХАЯ ПРИГОНКА СЕГМЕНТОВ К ЗЕРКАЛЬНОМУ ДИСКУ И СОПРЯГАЮЩИХСЯ ПЛОСКОСТЕЙ НА ВЕРХНИХ ПОДУШКАХ И ОСНОВАНИЯХ СЕГМЕНТОВ

Пригонка сегментов к зеркальному диску для подпятников, имеющих сравнительно большие удельные давления, имеет первостепенное значение. Чем

mirror surface becomes defective or curved) or both. Therefore, in analyzing the maloperation of the thrust bearing, attention primarily has to be given to the mirror surface and respective measurements must be made of its curvature. Examinations may reveal scratches or scores resulting from fouling the oil with dirt or metal chips, or point-like swelling caused by gas releases inside the metal. Sometimes these local point-like swells are broken open by hydrogen releases.

The curvature of the thrust runner mirror is tested by rotation checks with a dial gauge or an electromagnetic transmitter being fixed under the thrust runner between the segments. The curvature of the thrust runner mirror may be caused by deformation of the thrust runner proper or the collar which develops due to re-distribution of residual stresses attained in casting, forging, or shrinking the collar on the shaft. The curvature may be caused by non-uniform deterioration of the shims which are sometimes placed between the thrust runner and the thrust collar.

Defects detected on the thrust runner mirror are rectified by grinding with fine abrasive paste on the job or in the shop. Damages caused by hydrogen break through cannot be usually eliminated without welding, machining and grinding. The curvature is eliminated either by grinding the rear side or by shimming between the thrust runner and the hub. Sometimes, all the above defects can be eliminated by running in this surface with with sulfur added into the oil. This method was suggested by the Machine Research Institute and was successfully tested at the Gorky hydroelectric power plant. The method consists in intensive chemical and mechanical treatment of the friction surfaces during commercial operation with free active sulfur being added to the lubricant (1.2% of the lubricant quantity). The lubricant for this purpose is prepared as follows: 3% of sulfur is added to the oil and the oil is heated in a special vessel up to 150°C. The mixture is agitated continuously and kept at this temperature for 20—25 hours. Then the mixture with a 3% sulfur concentration is diluted by fresh oil to reduce the sulfur concentration to 1—1.2%.

H. POOR BEDDING OF SEGMENTS TO THRUST RUNNER MIRROR AND MATING SURFACES ON THE TOP PADS AND SEGMENT BASES

For the thrust bearings having relatively high specific pressure, bedding of the segments to the thrust runner is of a primary importance.

меньше на сегментах точек касания к диску, тем большие удельные давления передаются на эти точки.

Если при анализе причин неудовлетворительной работы подпятника будет обнаружена плохая пригонка сегментов к диску, т.е. недостаточное число точек касания на сегментах (менее 2 точек на 1 см²), то сегменты надо перешагрить. При этом рекомендуется шабрение произвести по диску с контролем при повороте агрегата водой или в крайнем случае при повороте краном (см. п. Д § 5-8).

Плохое прилегание сопрягающихся плоскостей на верхних подушках и основаниях сегментов также может быть причиной, ухудшающей работу подпятника. Это объясняется тем, что при нагрузке на сегменты они деформируются, доводя их сопряжения до полного прилегания сопрягаемых точек, при котором в некоторых сечениях сегмента получится как бы предварительное напряжение изгибу. В свою очередь упругие силы в сегментах вызывают в этих сечениях дополнительные нагрузки.

Исходя из этого, при анализе неудовлетворительной работы подпятника необходимо проверить прилегание сопрягаемых плоскостей. Оно должно быть практически плотным при свободном опирании верхней подушки на основание без какой-либо дополнительной пригрузки.

И. ПОВЫШЕННОЕ БИЕНИЕ ВАЛА ГИДРОГЕНЕРАТОРА

При анализе причин неудовлетворительной работы подпятника необходимо обратить также внимание на величины биения генераторного вала, вызванного неперпендикулярностью плоскости трения диска подпятника к оси вала. Хотя увеличенное биение вала не может быть самостоятельной причиной плохой работы подпятника, тем не менее в совокупности с другими причинами, ухудшающими работу подпятника, это явление может играть дополнительную отрицательную роль.

Если замеренные на фланце генераторного вала величины его биения будут превышать допустимые значения (см. табл. 14), то должно быть произведено соответствующее уменьшение этого биения. При уменьшении биения вала, помимо улучшения работы подпятника, улучшается также работа всех подшипниковых узлов и уменьшается вибрация всего гидроагрегата. Способы устранения повышенного биения вала, вызываемого неперпендикулярностью плоскости трения диска к оси вала, рассмотрены в п. Б § 5-9.

The less the number of points of contact with the thrust runner mirror, the higher is the pressure acting on these points.

If the analysis of the thrust bearing maloperation reveals poor bedding of the segments to the thrust runner, i.e., inadequate number of points of contact (less than two points per cm²), the segments must be scraped again. It is recommended that the segments should be scraped to the thrust runner with checks being made on the unit rotated by the water flow or with a crane (see Subsection E, Section 5-8).

Poor bedding of the mating surfaces on the top pads and segment bases may also impair operation of the thrust bearing. This is explained by the fact that on loading the segments, they become deformed in bringing the mating surfaces to a close fit at the points of contact, which results in a sort of preliminary bending stress at some of the segment sections. In their turn, elastic forces in the segments bring in additional loads on these sections.

With due regard for this, in analysing maloperation of the thrust bearing, it is necessary to check the mating surfaces for bedding. The bedding must be a close fit with the top pad resting on the base without any additional load.

I. EXCESSIVE RUN-OUT OF GENERATOR SHAFT

In analysing maloperation of the thrust bearing, attention must be also given to the run-out of the generator shaft due to vertical misalignment of the thrust runner relative to the generator shaft. Though an excessive run-out of the shaft can not be a self-contained cause of poor operation of the thrust bearing, nevertheless this phenomenon may play an additional negative part in combination with other causes.

If the run-out, as measured at the generator shaft flange (see Table 14), exceeds the specified tolerances, measures must be taken to reduce this run-out. Reduction in the run-out of the shaft alongside with improvement of the thrust bearing operation improves also the behaviour of all the bearings and decreases vibration of the entire unit. The methods for eliminating excessive shaft run-out caused by the thrust runner vertical misalignment with the shaft axis are discussed in Subsection B of Section 5-9.

К. МАСЛО НЕ УДОВЛЕТВОРЯЕТ ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫМ ТРЕБОВАНИЯМ

Неправильно подобранная вязкость масла или наличие в масле вредных примесей может оказать существенное влияние на ухудшение работы подпятника.

Для каждой группы подпятников в зависимости от их конструкции и нагрузок существует какое-то оптимальное значение вязкости, при котором создаются наиболее благоприятные условия для работы трущихся пар диска и сегментов. При этом следует иметь в виду, что для работы гидроагрегата оптимальное значение будет совершенно другим, чем для пускового периода.

Поэтому для обеспечения наиболее благоприятных условий для работы подпятника при пусках и на оборотах это оптимальное значение вязкости будет иметь какое-то среднее значение, определяемое обычно экспериментально. Применение менее вязких масел приводит к уменьшению потерь на трение и улучшению эвакуации горячего масла, но ухудшает условия пуска. В этом случае гидроагрегат пускается почти при отсутствии масляной пленки между трущимися поверхностями.

Исходя из этого, при разработке мероприятий по снижению температуры подпятника весьма целесообразно предусмотреть проведение экспериментов по изменению вязкости масла, которые могут дать положительные результаты.

Работа подпятника может также ухудшаться при попадании в масло посторонних примесей в виде металлической стружки, грязи, воды и других включений. Поэтому масло должно периодически подвергаться анализу и при необходимости очистке или замене. Во всех случаях после пуска агрегата через 72 ч работы под нагрузкой масло в подпятнике рекомендуется заменить, так как в первый период работы при приработке сопрягаемых деталей неизбежно появление в масле металлической пыли и стружек. При рассмотрении вопросов, касающихся качества масла, необходимо также обратить серьезное внимание на интенсивность охлаждения масла и на организацию отбора тепла от сегментов и диска. При этом надо иметь в виду, что интенсивность отбора тепла может быть улучшена за счет увеличения расстояний между сегментами, а также за счет введения в конструкцию подпятника специальных устройств, которыми снималось бы горячее масло с зеркала.

Улучшение разделения потоков горячего и холодного масла тоже дает хорошие результаты в части отбора тепла. Кардинальным же решением по отбору тепла от сегментов и зеркала является заложение под слоем баббита специальных медных трубок, через которые пропускается охлаждающая вода, о чем было сказано в п. Б § 5-8.

J. OIL DOES NOT MEET SPECIFICATION

A wrong oil viscosity or presence of harmful impurities may tangibly impair the behaviour of the thrust bearings.

Depending on their construction and loads a certain optimum viscosity is specified for each group of the thrust bearings which creates most favourable conditions for friction surfaces of the thrust runner and segments. It should be noted however, that the optimum conditions for the unit operation will differ completely from those for the start-up period.

Therefore, to provide most favourable conditions of operation for the thrust runner at start-up and during running, the optimum viscosity will have an average value which is usually determined by experiments.

Employment of oils with lower viscosity reduces friction losses and improves evacuation of hot oil but degrades start-up conditions. When this is the case, the hydropower unit is started up without the oil film between the friction surfaces. With this in mind, when working out measures aimed at decreasing the thrust bearing temperature, it is advisable to plan some experiments with oil viscosity variation which may yield some positive results.

Operation of the thrust bearing may be also degraded by contamination of oil with impurities such as metal chips, dirt, water and other impurities. Therefore, oil must be regularly tested and when required, cleaned or replaced. In all cases, after running the unit on load for 72 hours, the thrust bearing oil should be replaced because during the initial period of operation the running-in of the mating parts causes metal dust and chips to appear in the oil. In considering the oil quality care should be taken to intensify oil cooling and to improve heat removal from the thrust runner and segments. It should be borne in mind that the rate of heat removal can be upgraded by increasing the space between the segments as well as by provision of special features in the thrust bearing construction to evacuate hot oil from the thrust runner mirror.

Improved separation of hot and cold oil flows also contributes to effective heat removal. Heat removal from the segments and thrust runner mirror can be greatly improved by embedding special copper tubes for cooling water under the babbitt layer. This was discussed in Subsection B of Section 5-8.